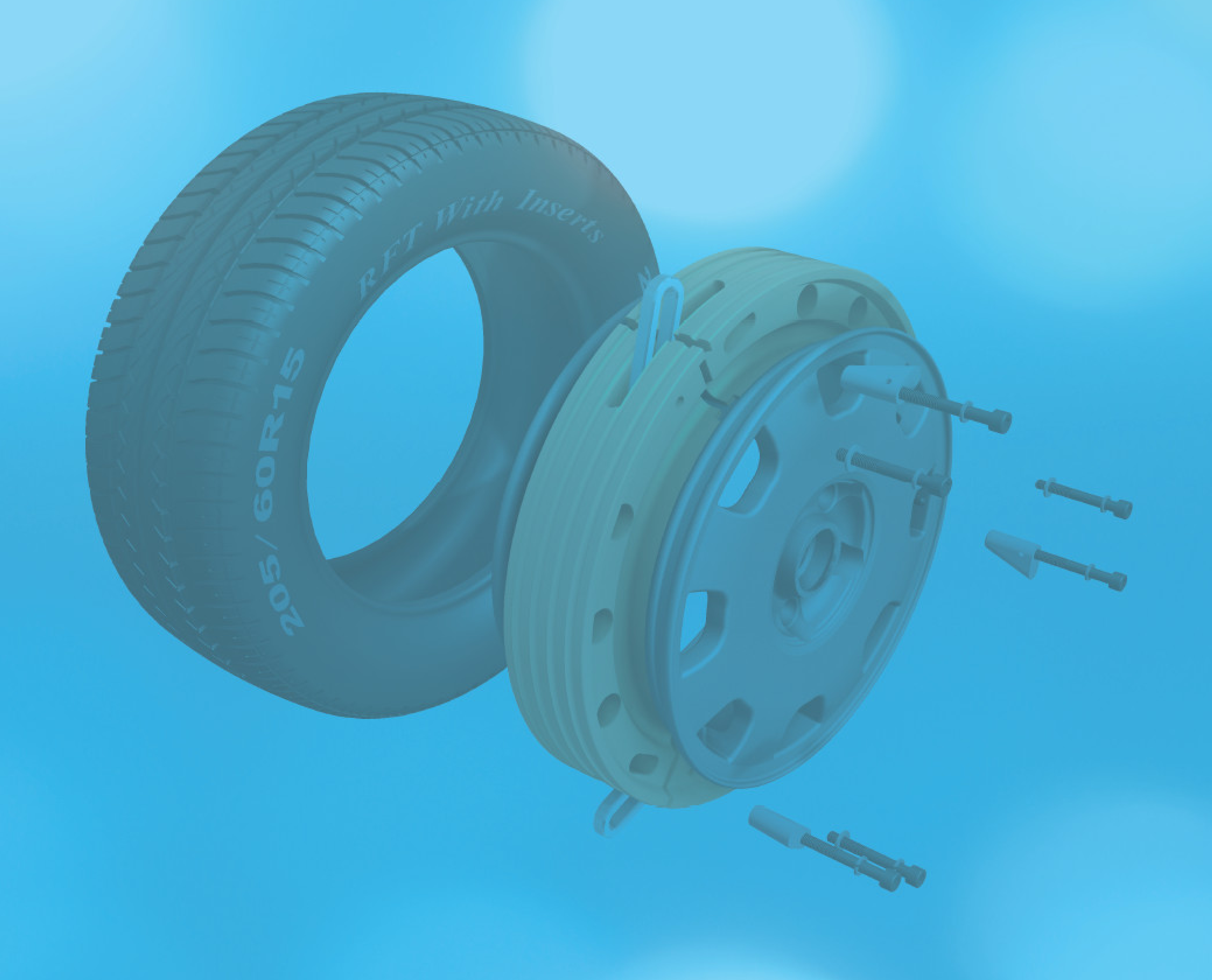
安全轮胎设计理论与方法

Design Theory and Method for Run-Flat Tire

杨 欣 著



清华大学出版社

安全轮胎设计理论与方法

Design Theory and Method for Run-Flat Tire

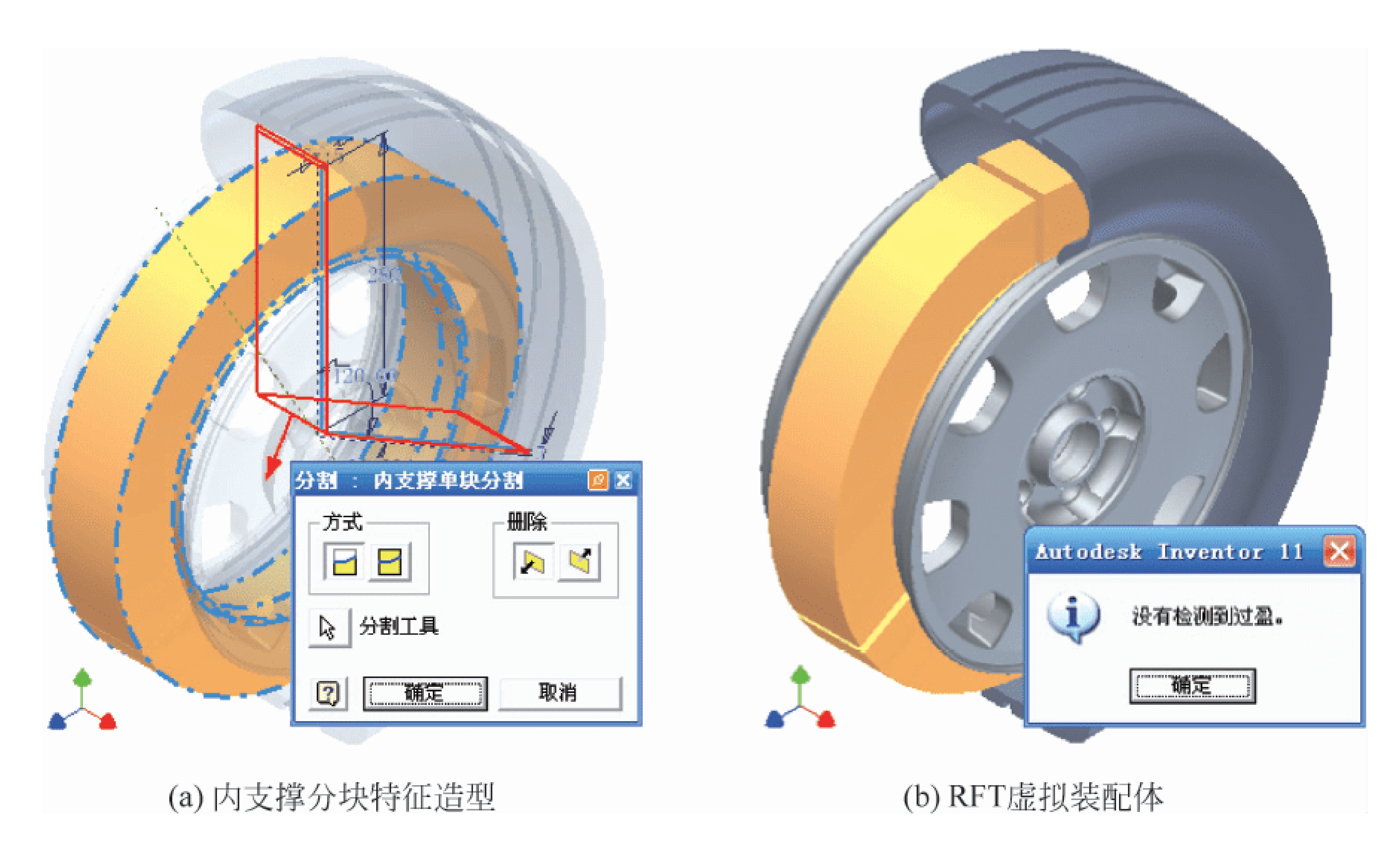
杨　欣　著

清华大学出版社
北　京



(a) 轮胎特征树及其造型　　(b) 返回装配(轮胎1/4剖)

图 4-9　205/60R15 轮胎三维模型



(a) 内支撑分块特征造型　　(b) RFT虚拟装配体

图 4-12　内支撑分块设计与 RFT 装配体模型

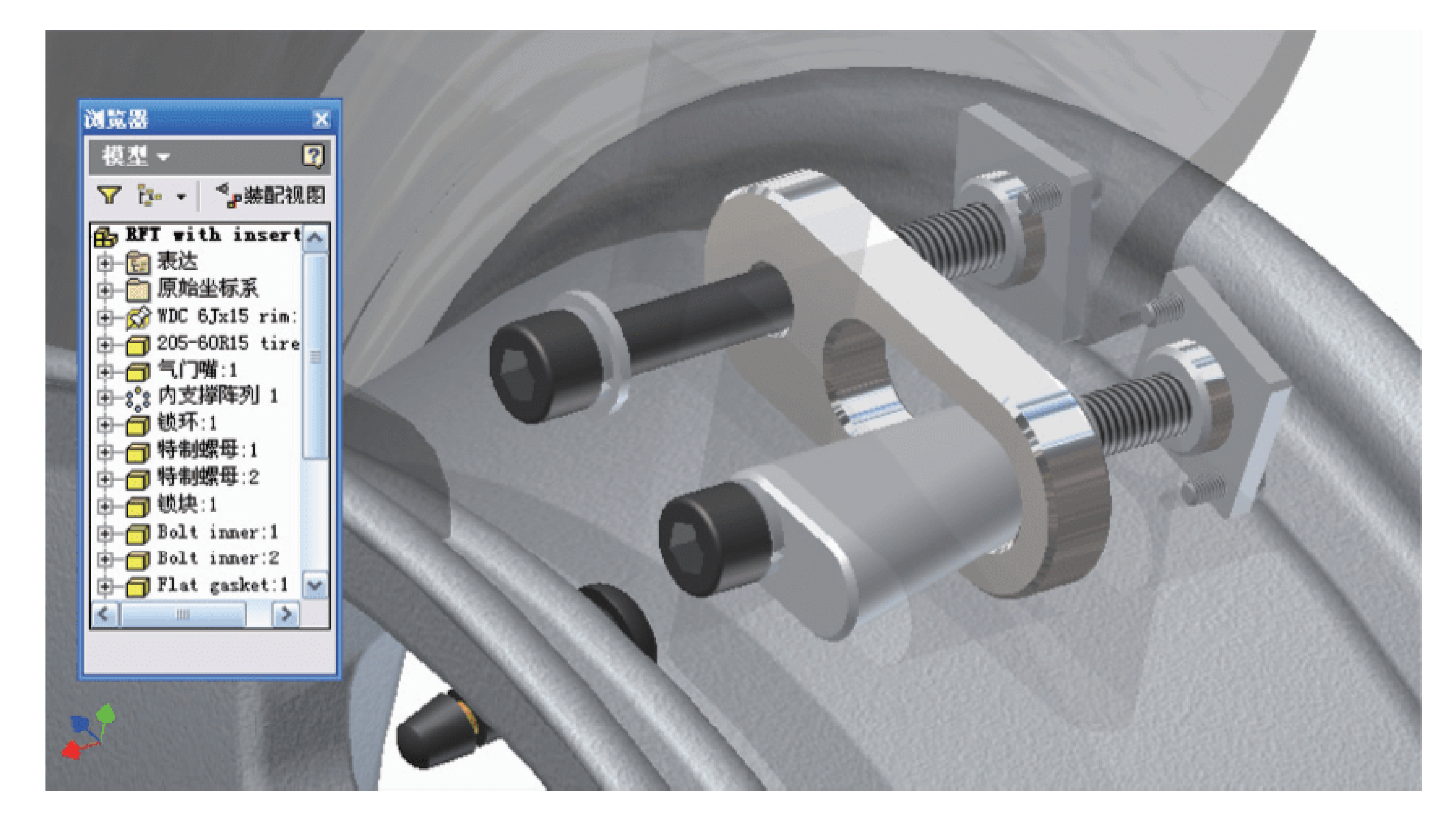
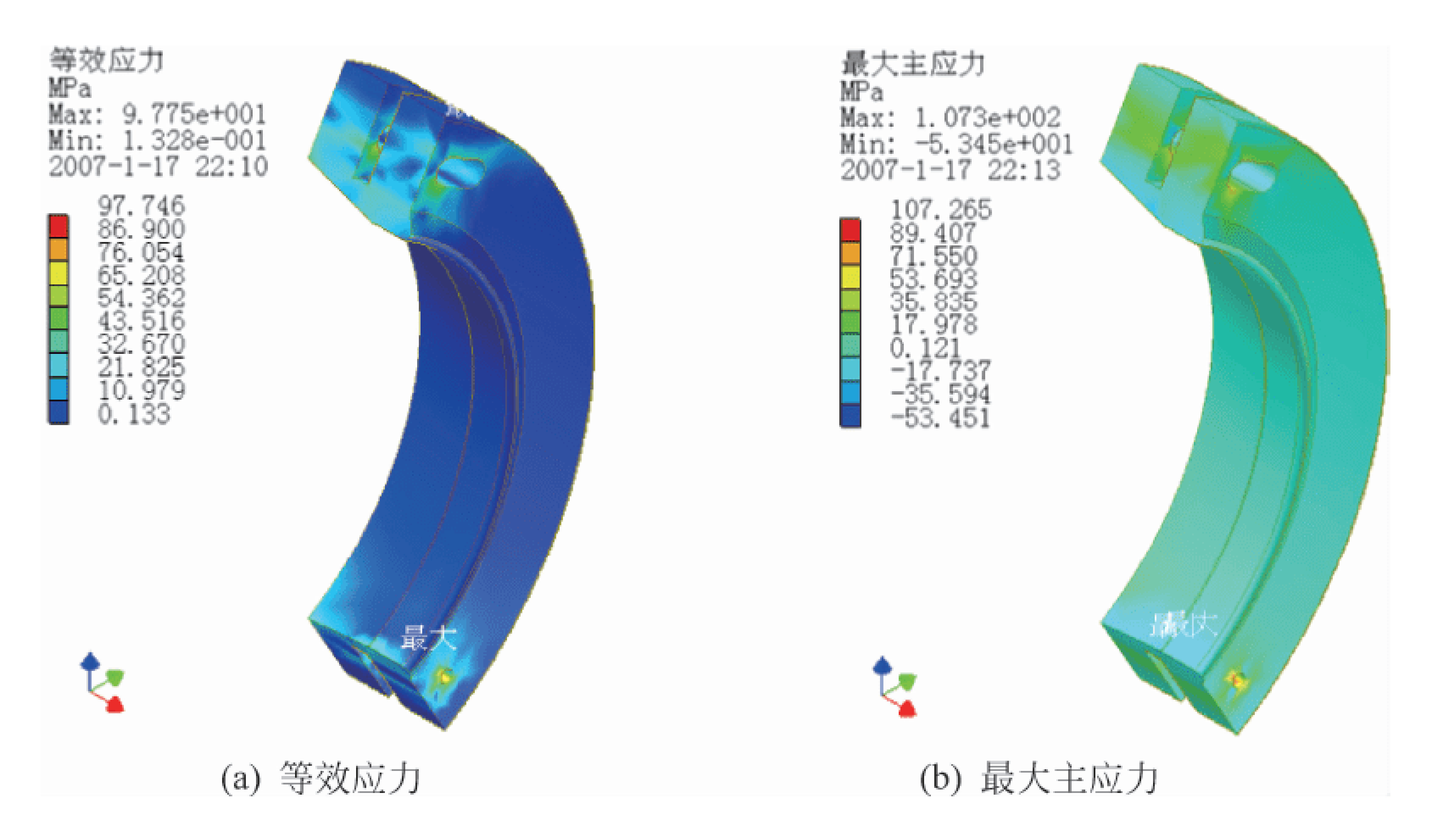
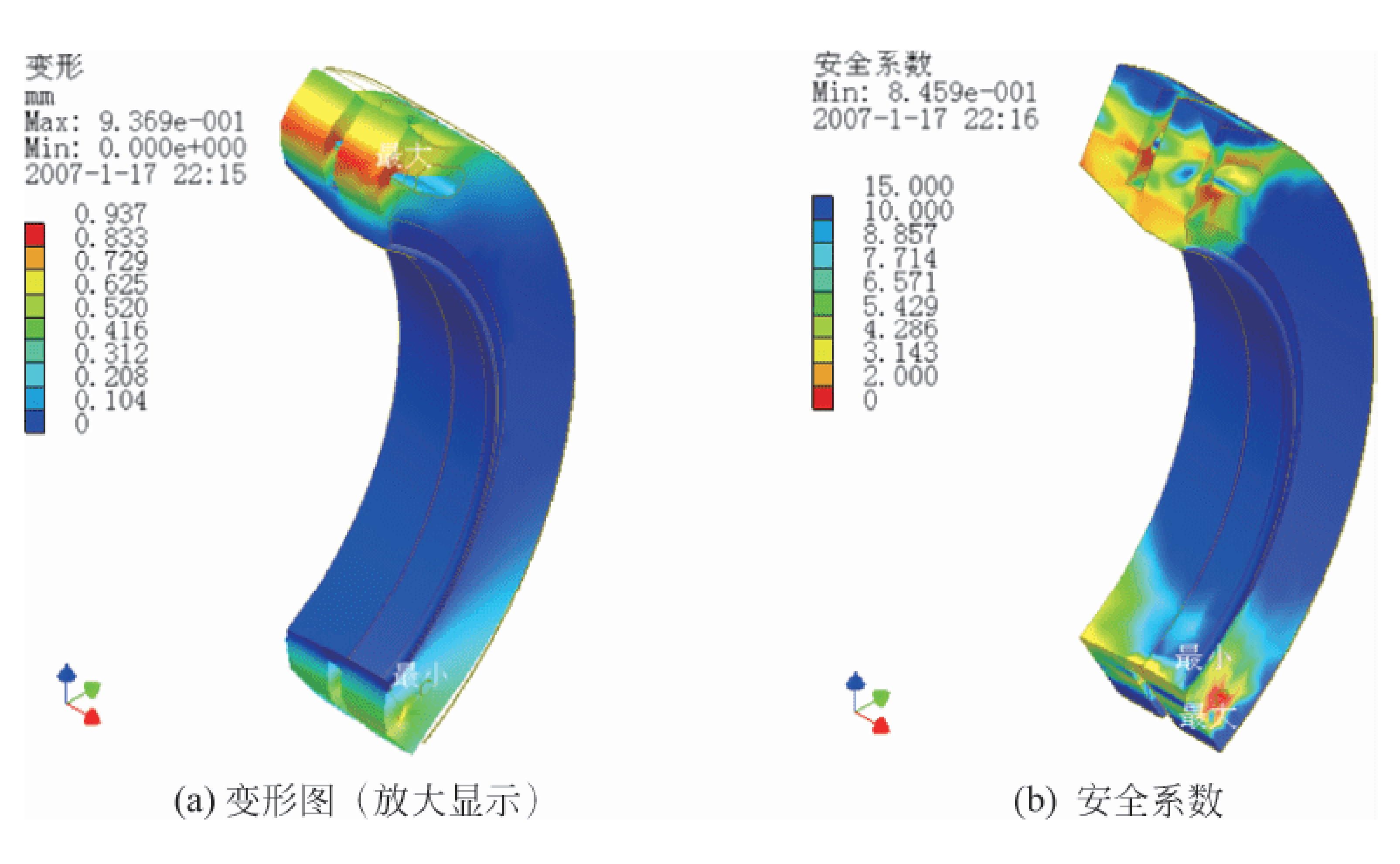


图 4-22　装配锁紧状态连接件模型



(a) 等效应力　　(b) 最大主应力

图 5-13　内支撑三维结构应力云图



(a) 变形图（放大显示）　　(b) 安全系数

图 5-14　内支撑的安全程度

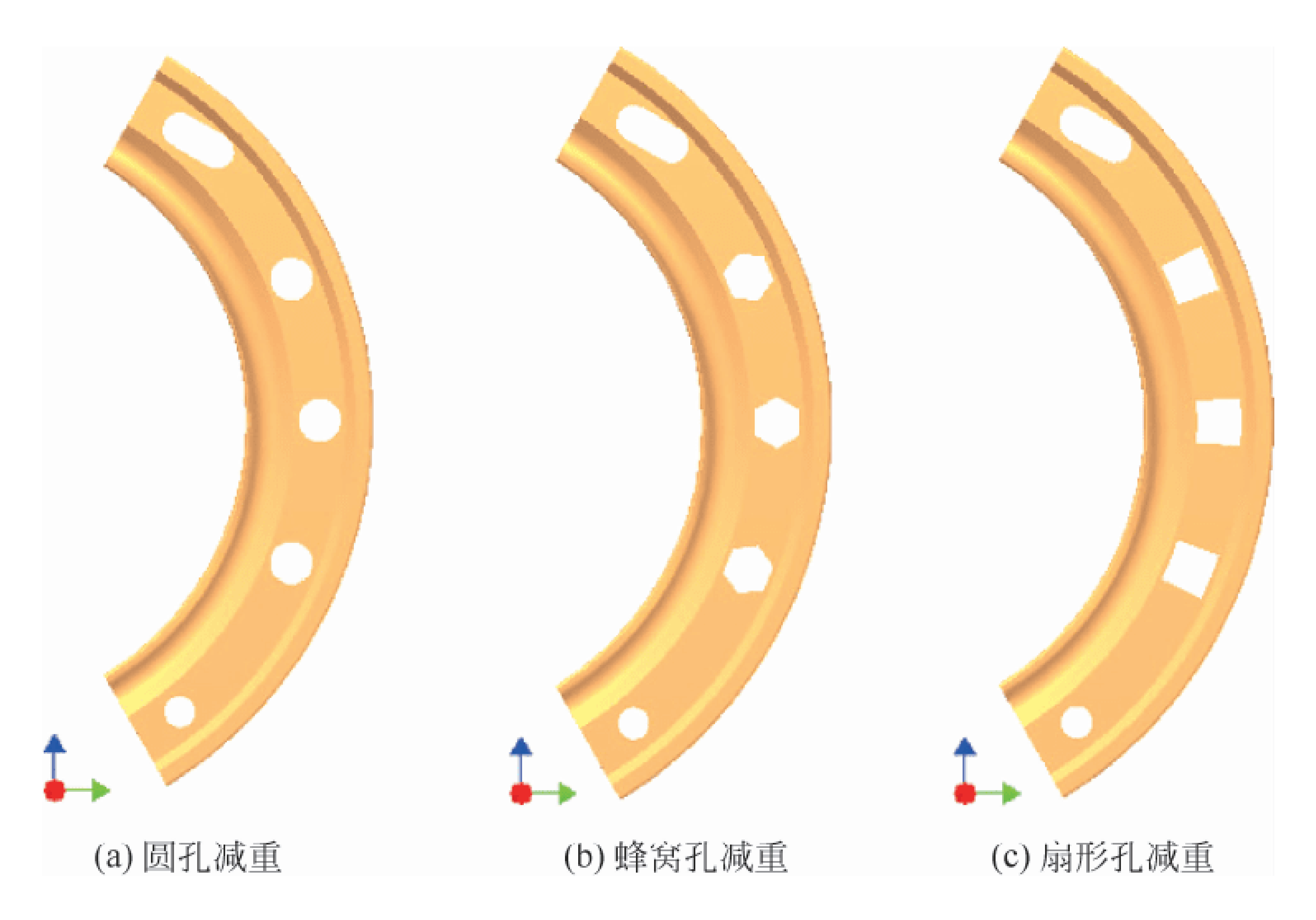
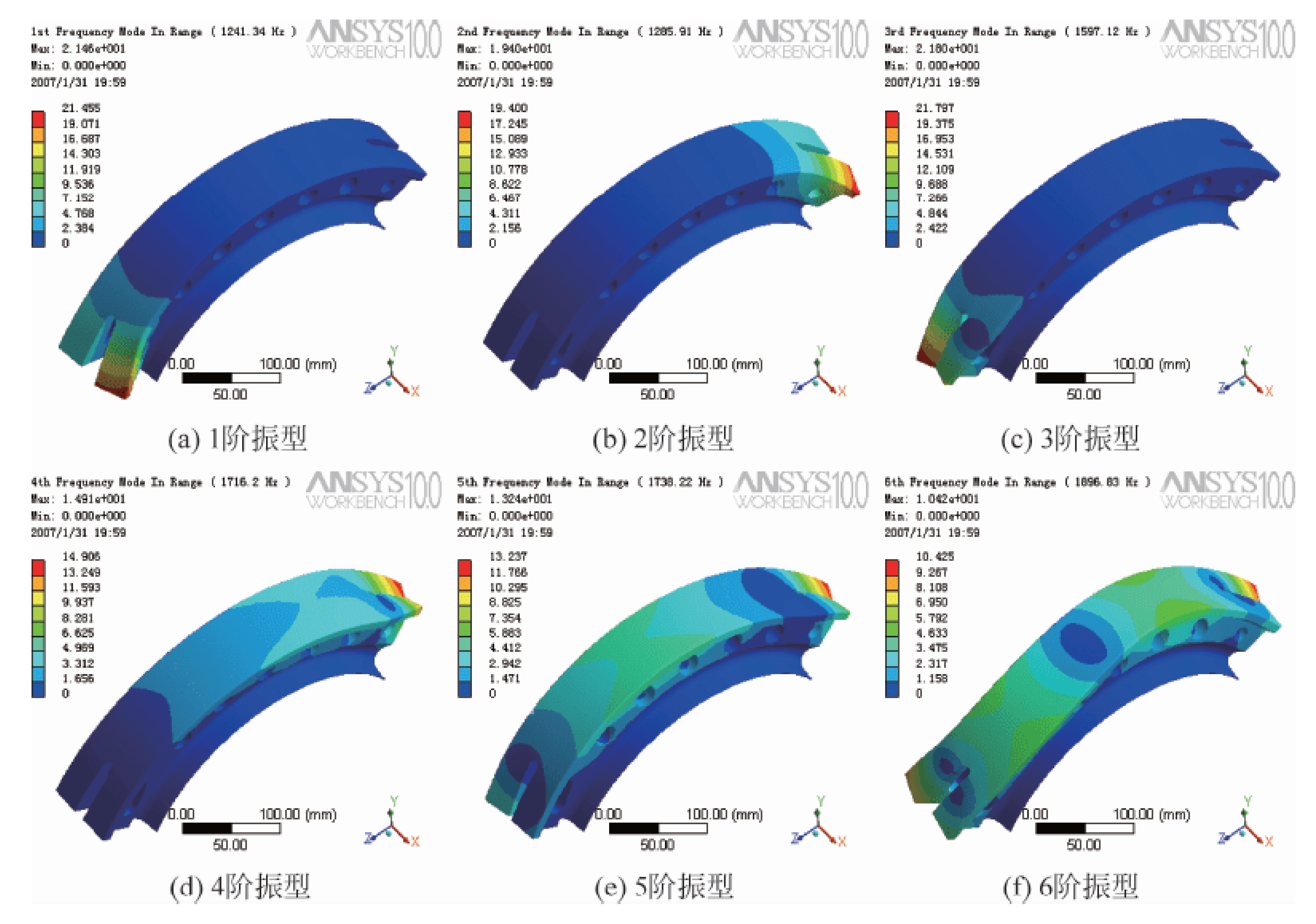
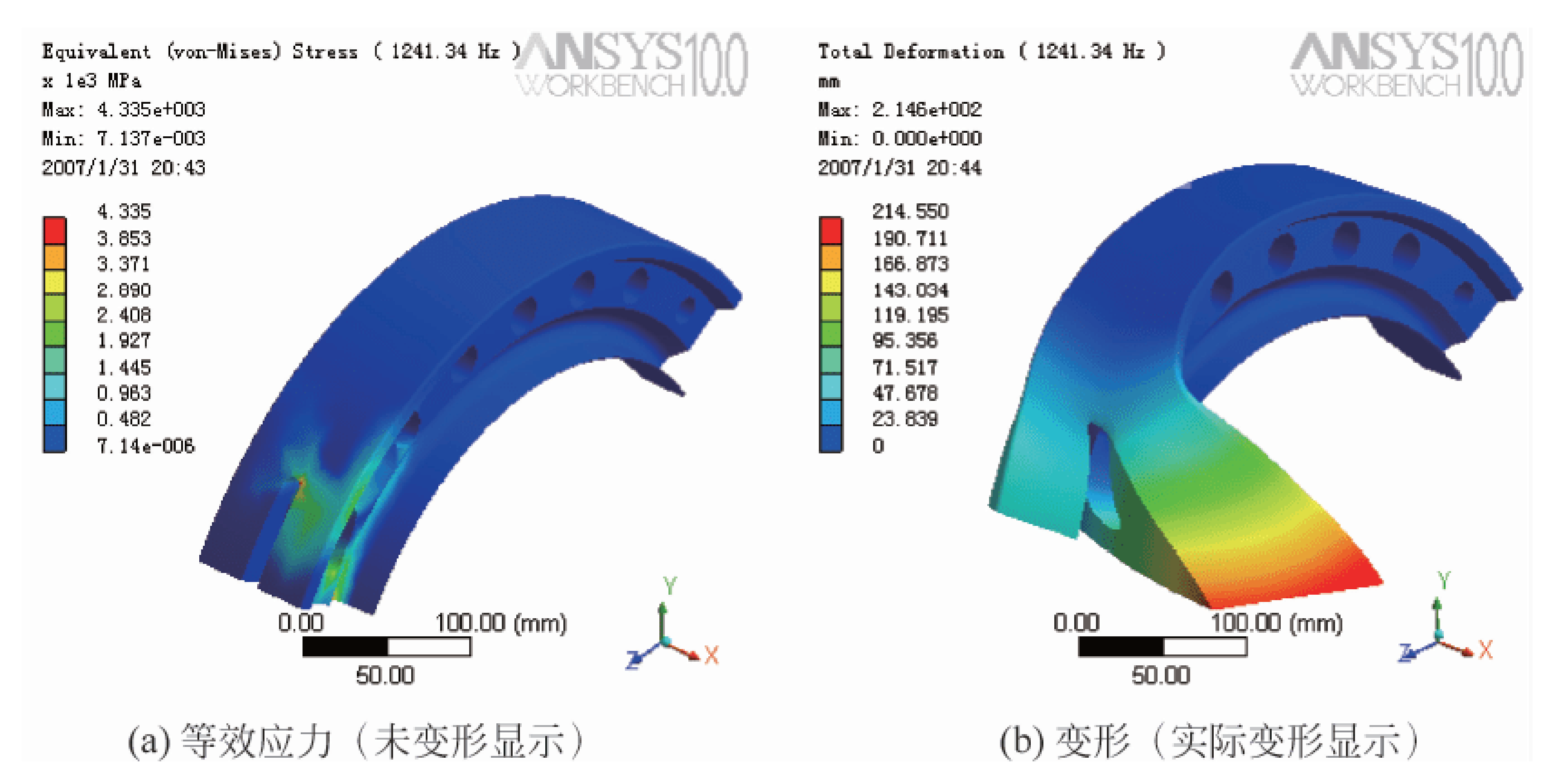

(a) 圆孔减重　　(b) 蜂窝孔减重　　(c) 扇形孔减重

图 5-28　内支撑减重孔形式


(a) 1阶振型　(b) 2阶振型　(c) 3阶振型

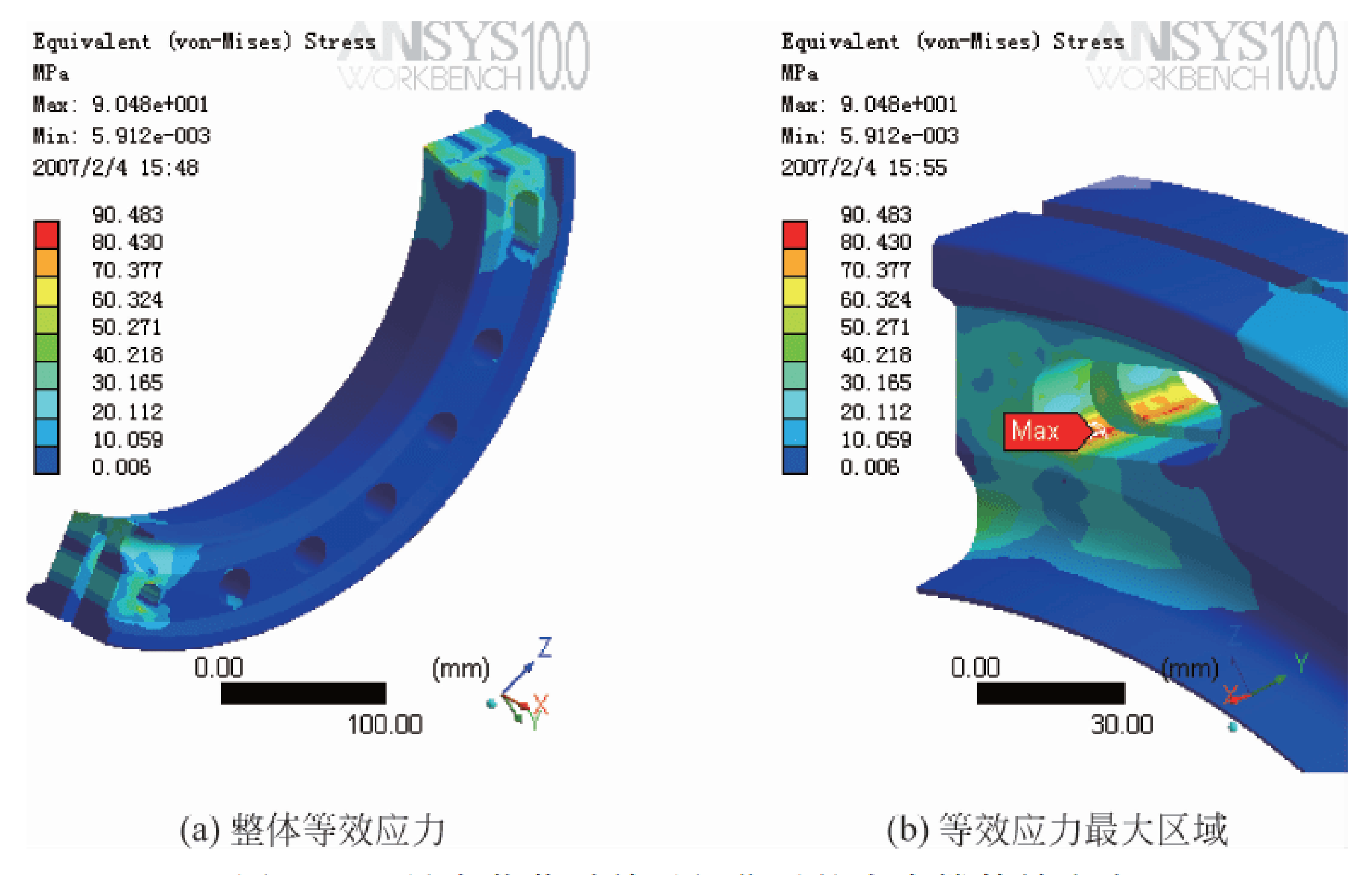
(d) 4阶振型　(e) 5阶振型　(f) 6阶振型

图 6-25　内支撑 6 阶预应力模态固有振型



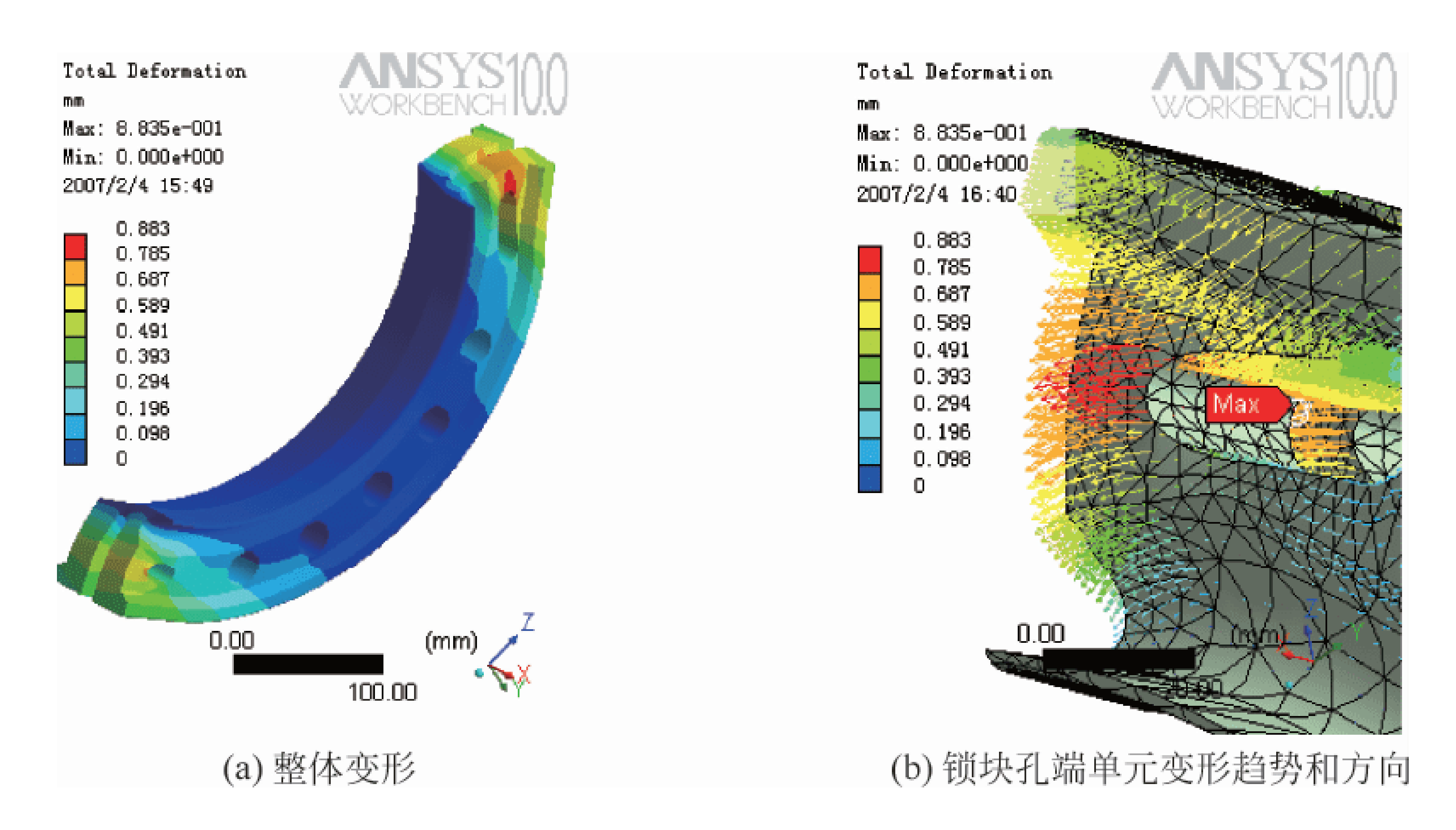
(a) 等效应力（未变形显示）　(b) 变形（实际变形显示）

图 6-28　基于 1 阶预应力模态的内支撑等效应力和变形



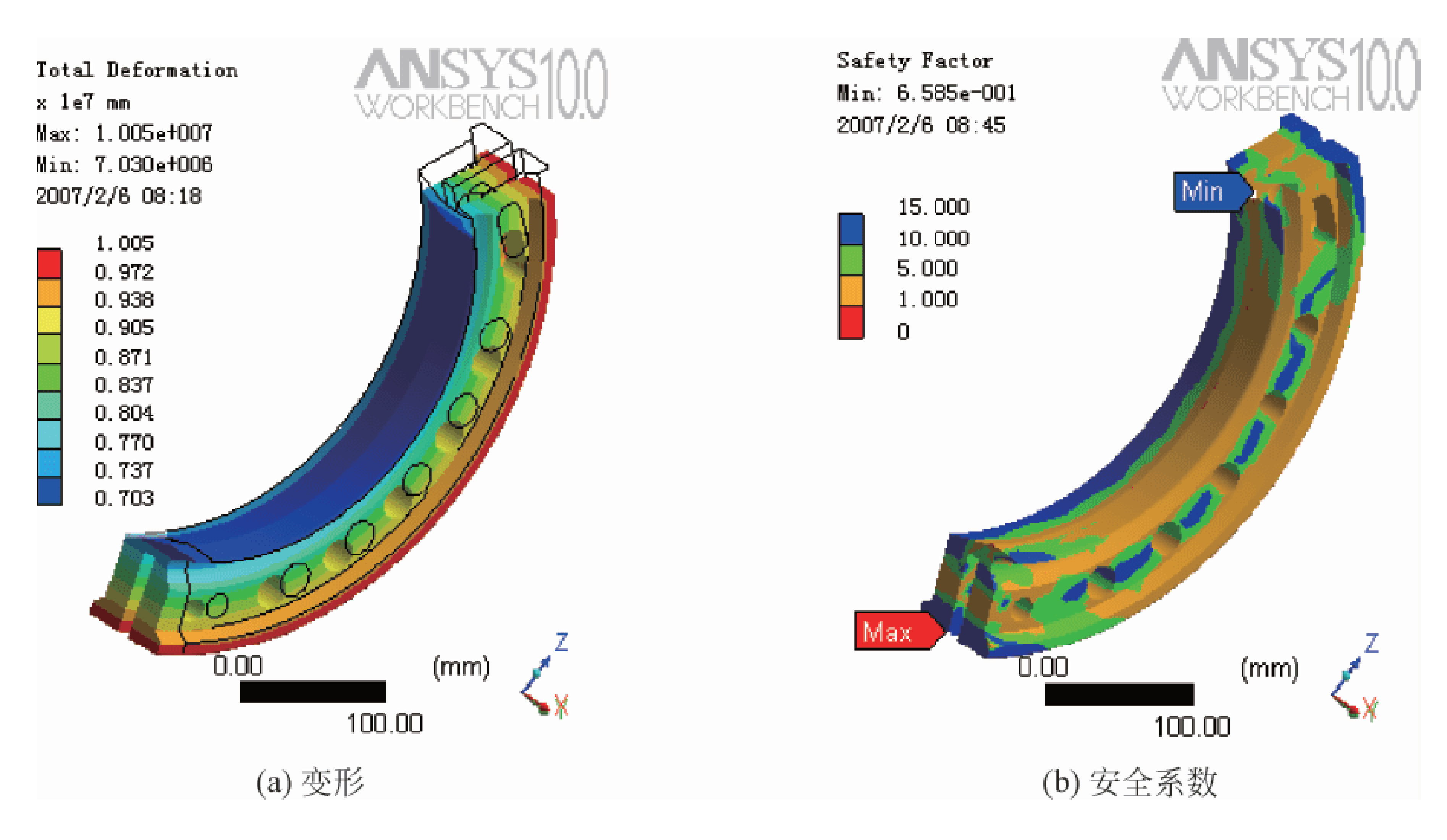
(a) 整体等效应力　(b) 等效应力最大区域

图 6-33　最大载荷时单元细化后的内支撑等效应力



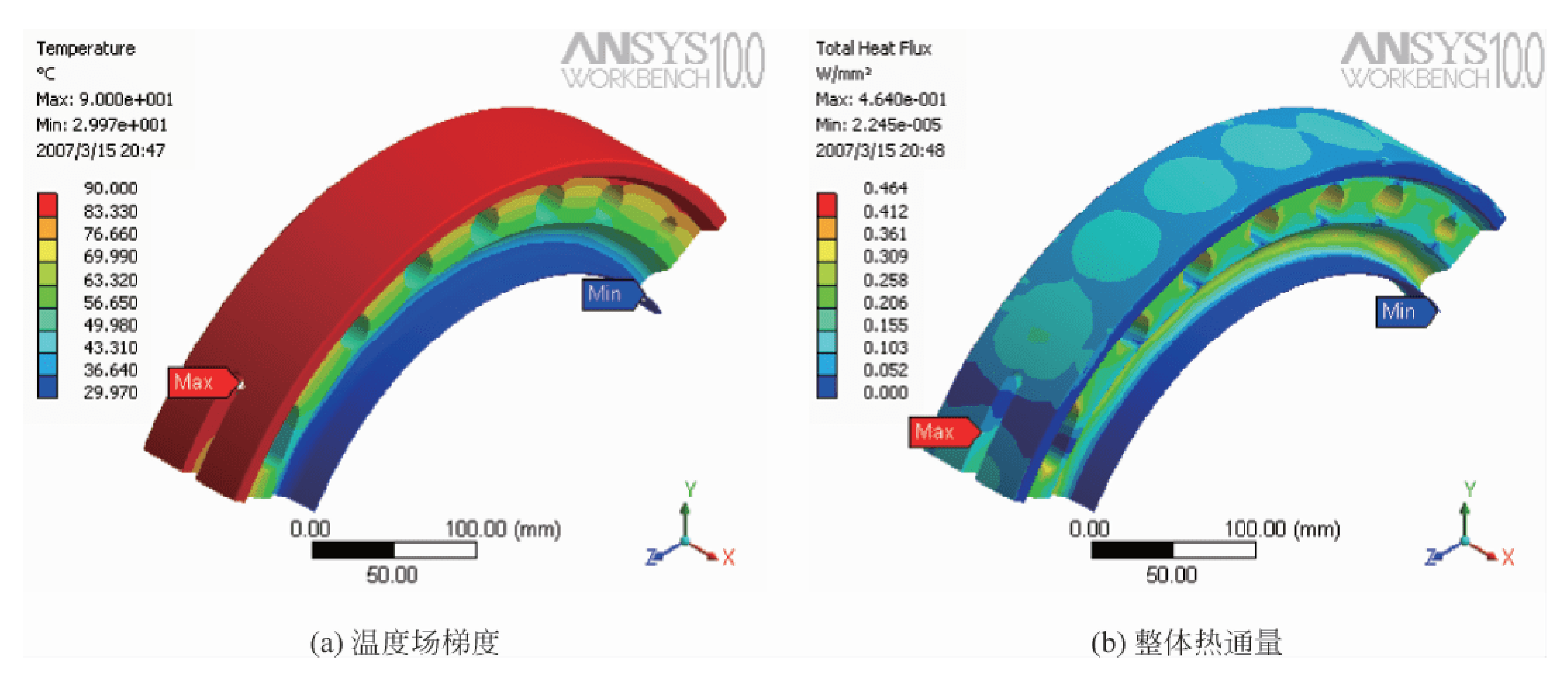
(a) 整体变形　　(b) 锁块孔端单元变形趋势和方向

图 6-35　最大载荷时单元细化后的内支撑变形



(a) 变形　　(b) 安全系数

图 6-39　内支撑滑转的安全程度



(a) 温度场梯度　　(b) 整体热通量

图 7-6　内支撑稳态温度场分析结果

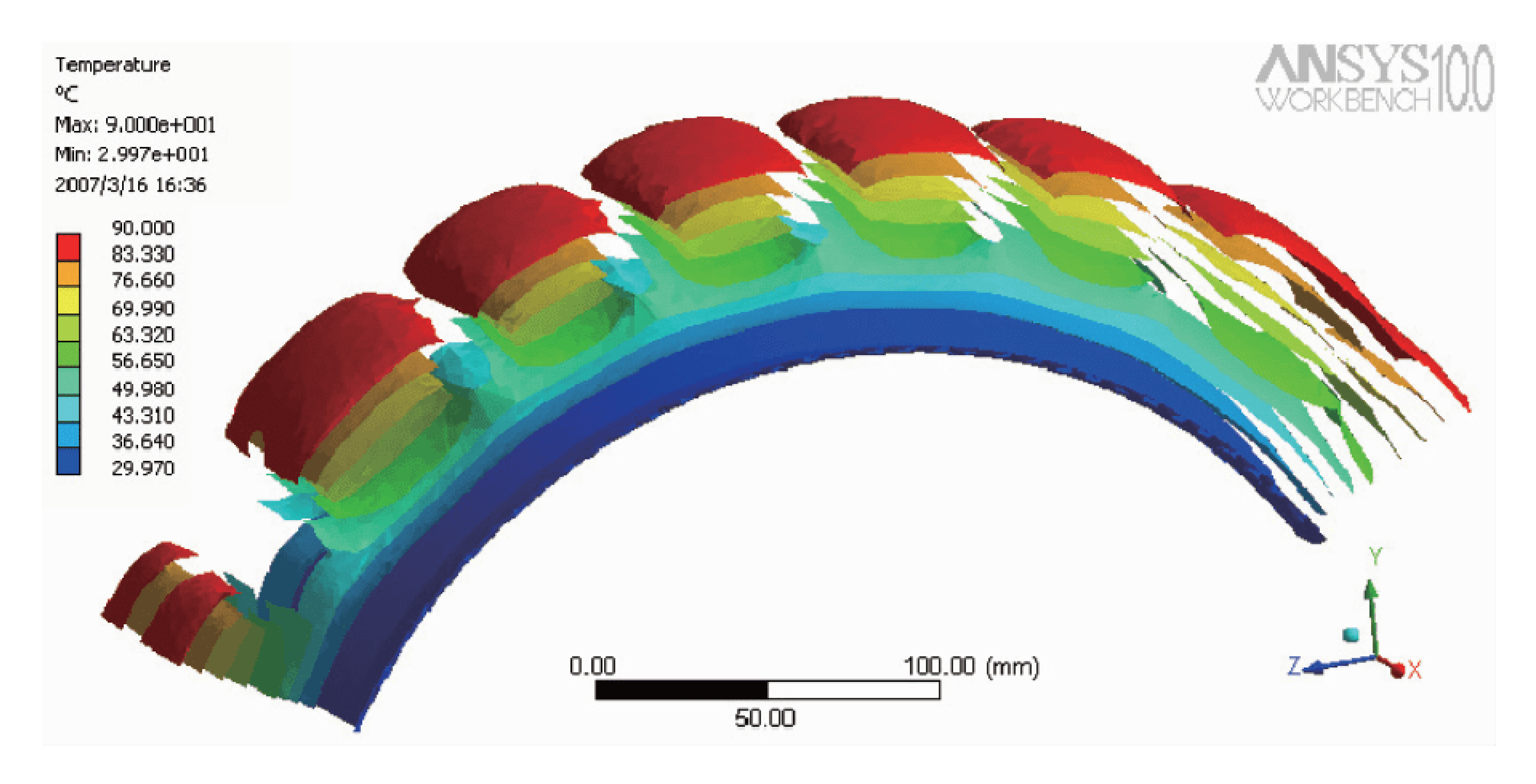
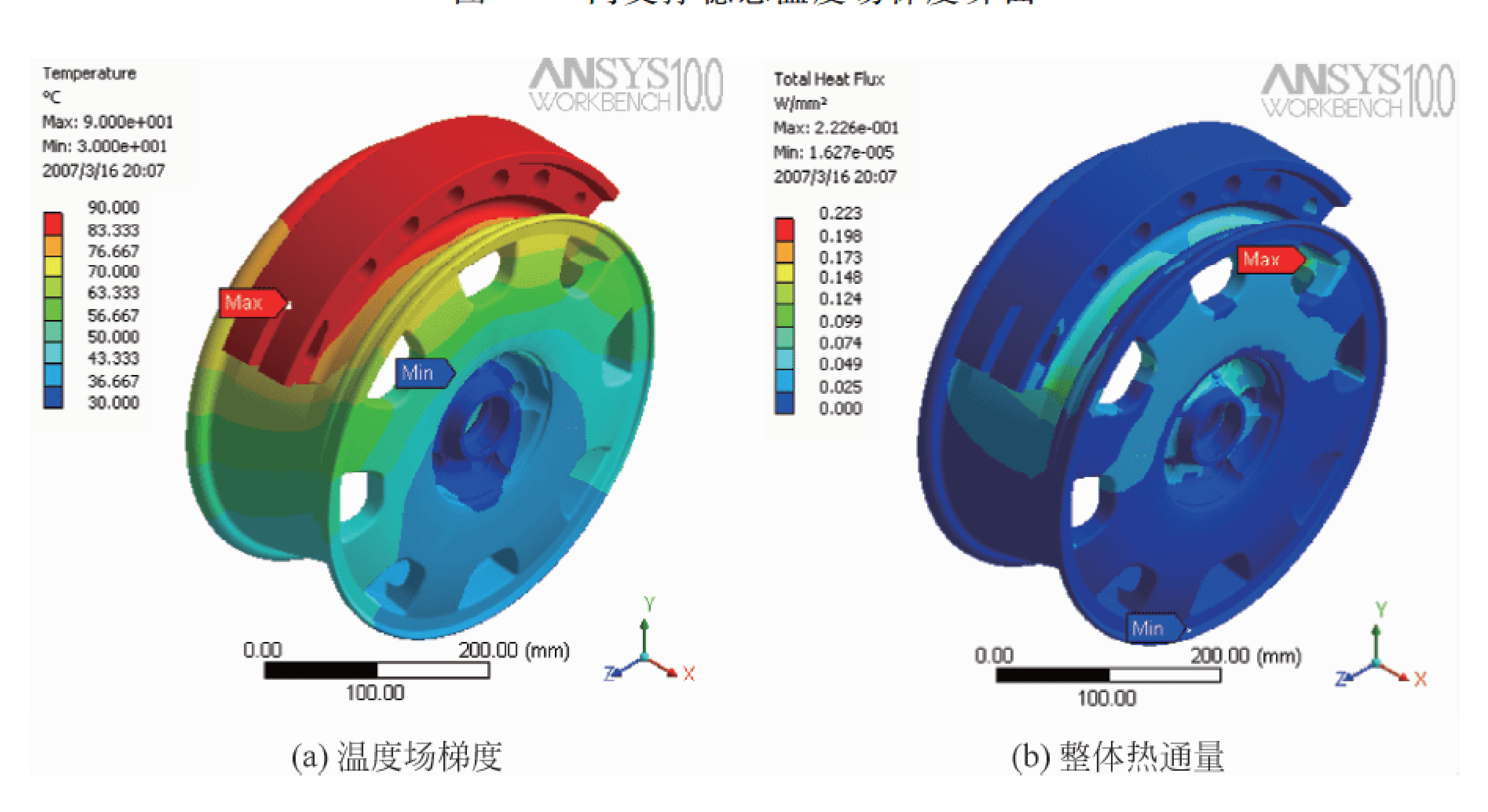


图 7-7　内支撑稳态温度场梯度界面



(a) 温度场梯度　　　　(b) 整体热通量

图 7-15　RFT 装配体稳态温度场(无轮胎)

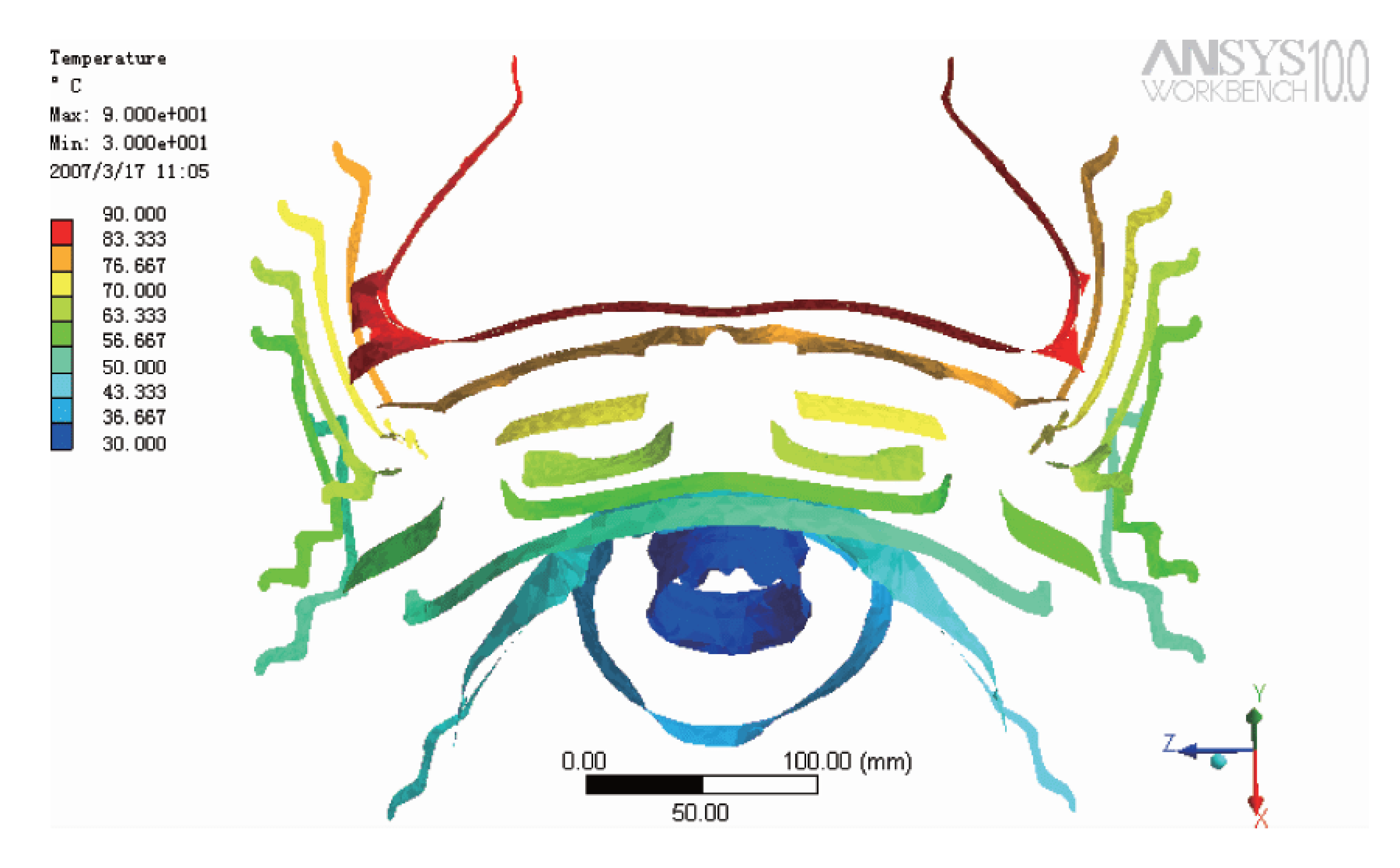
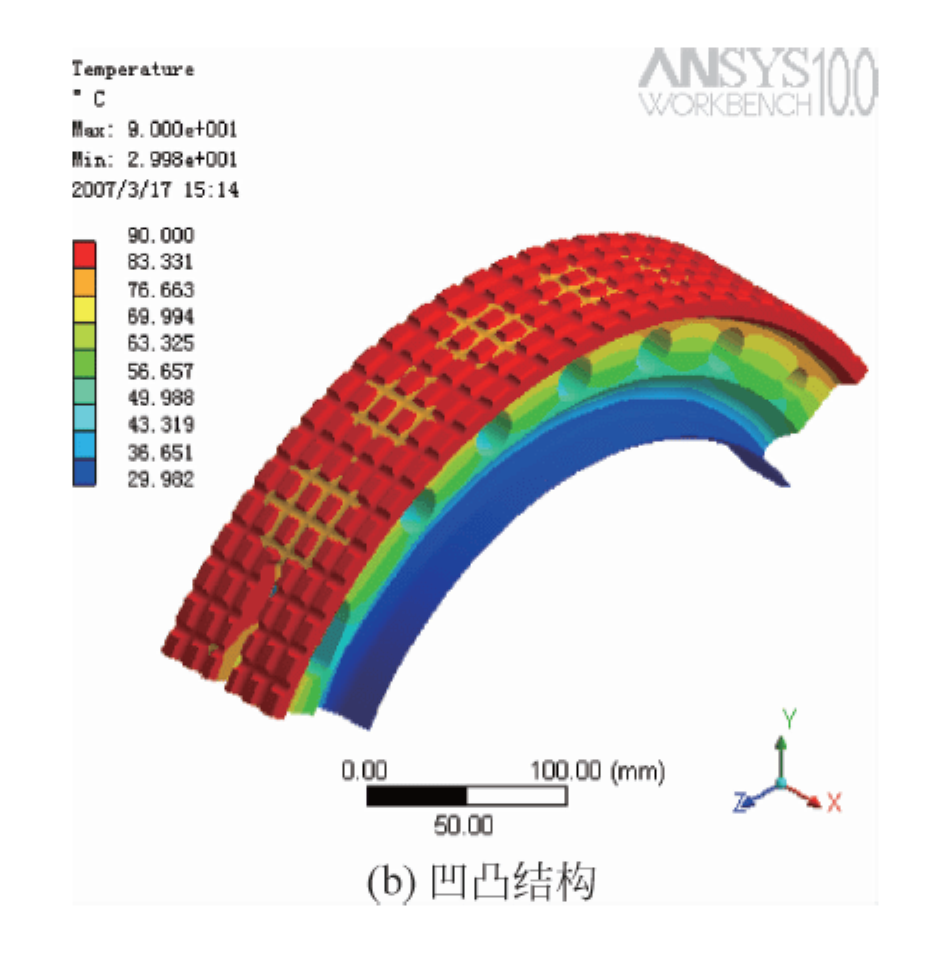
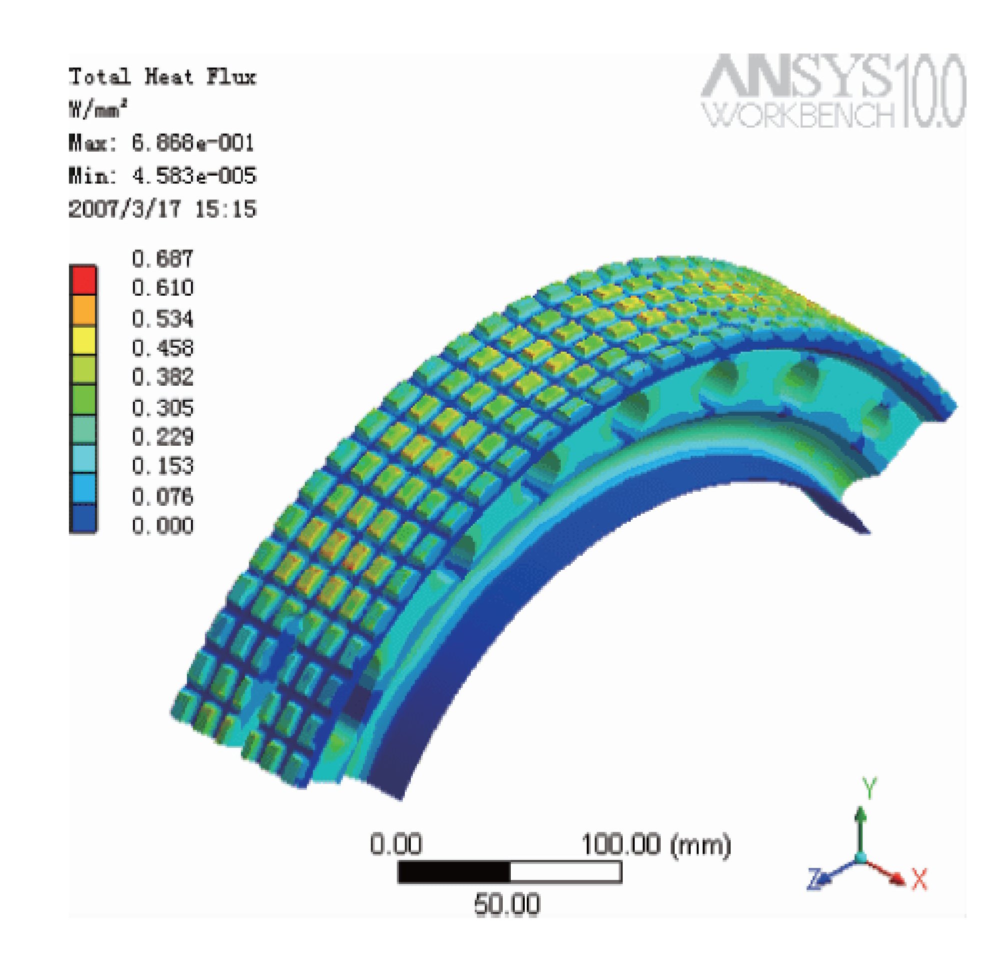


图 7-16　RFT 装配体稳态温度场梯度界面



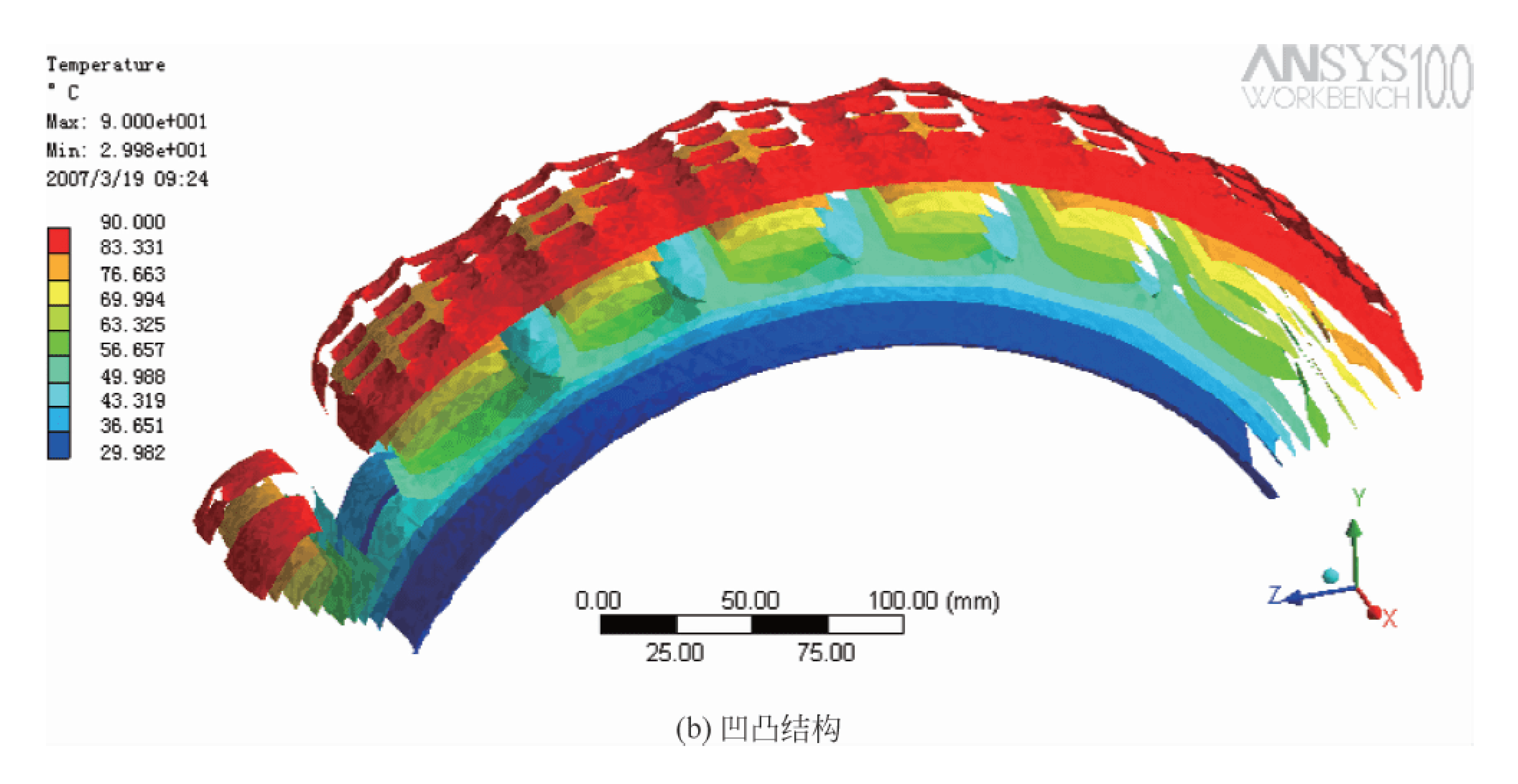
(b) 凹凸结构

图 7-19　带散热结构的内支撑稳态温度场



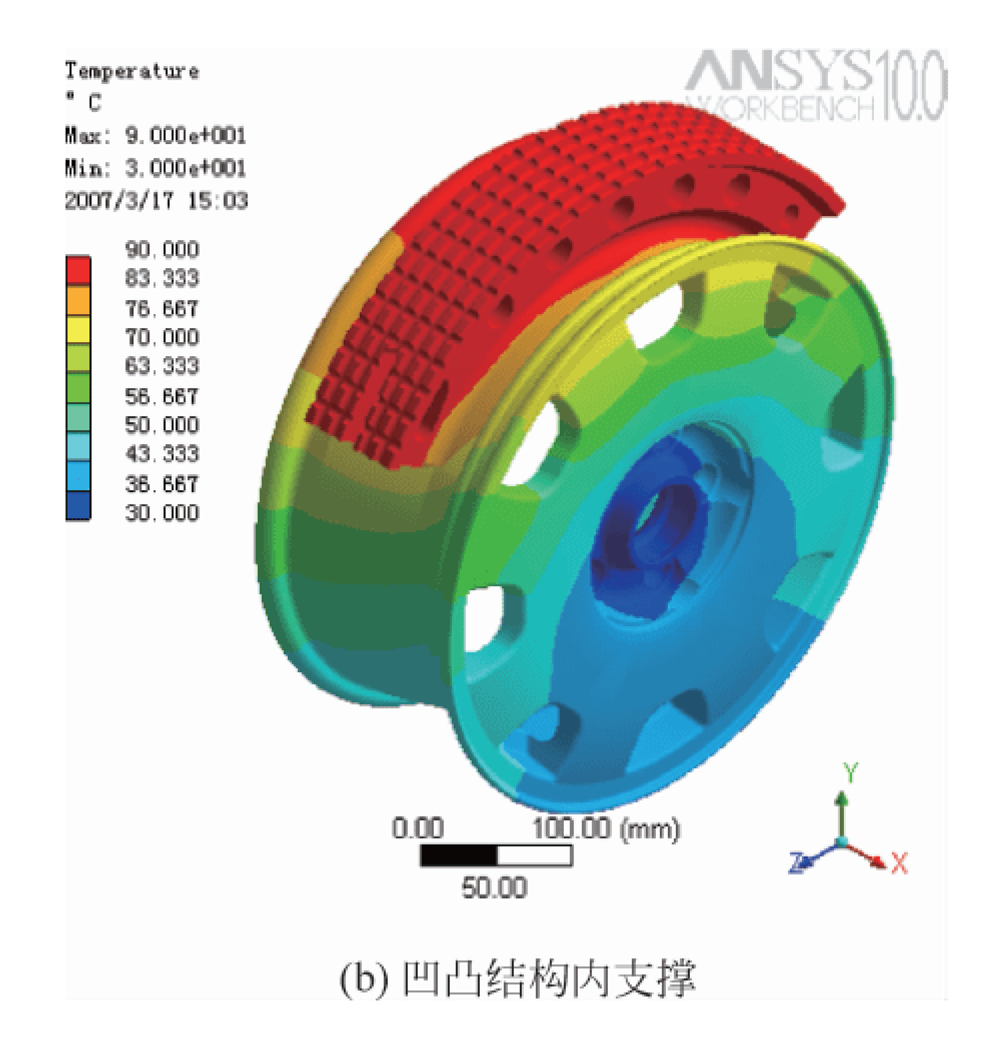
(b) 凹凸结构

图 7-20　带散热结构的内支撑整体热通量



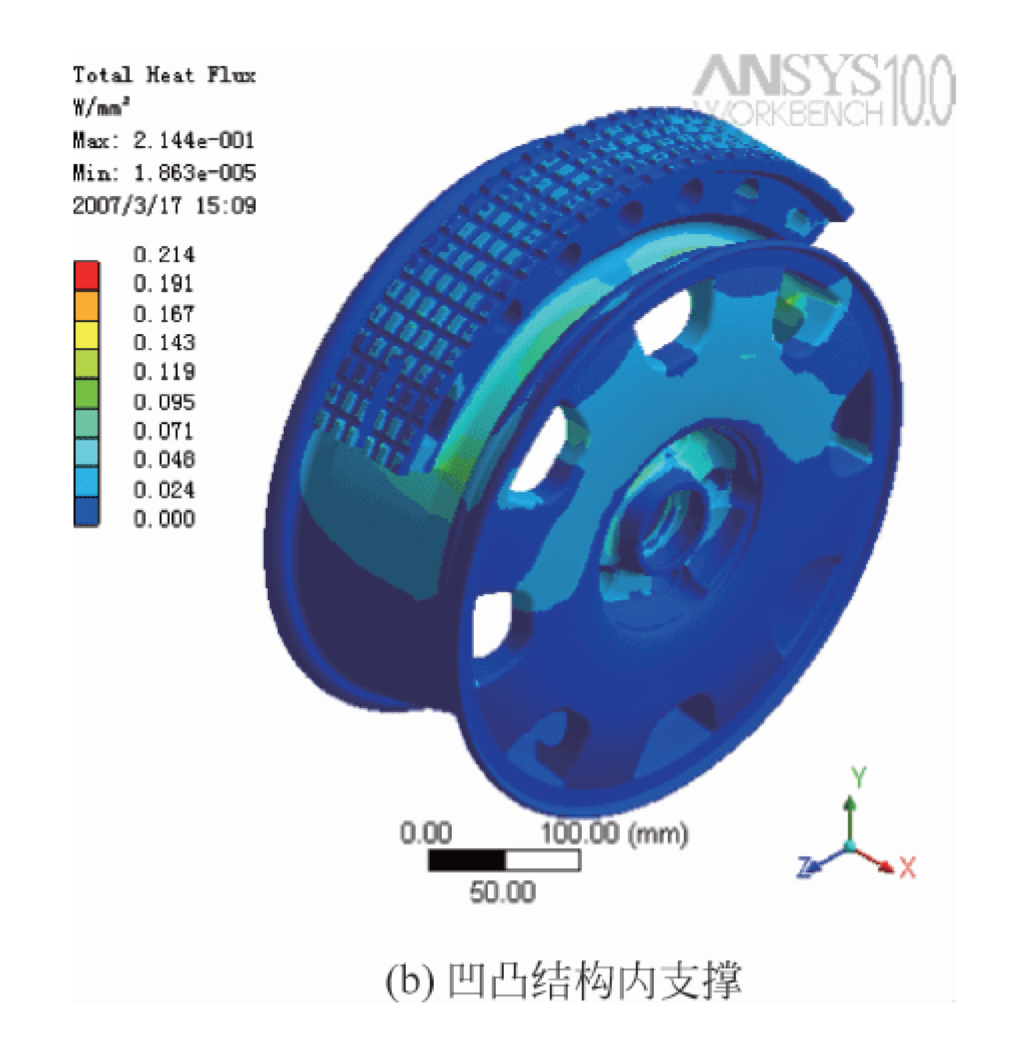
(b) 凹凸结构

图 7-21　带散热结构的内支撑稳态温度场梯度界面



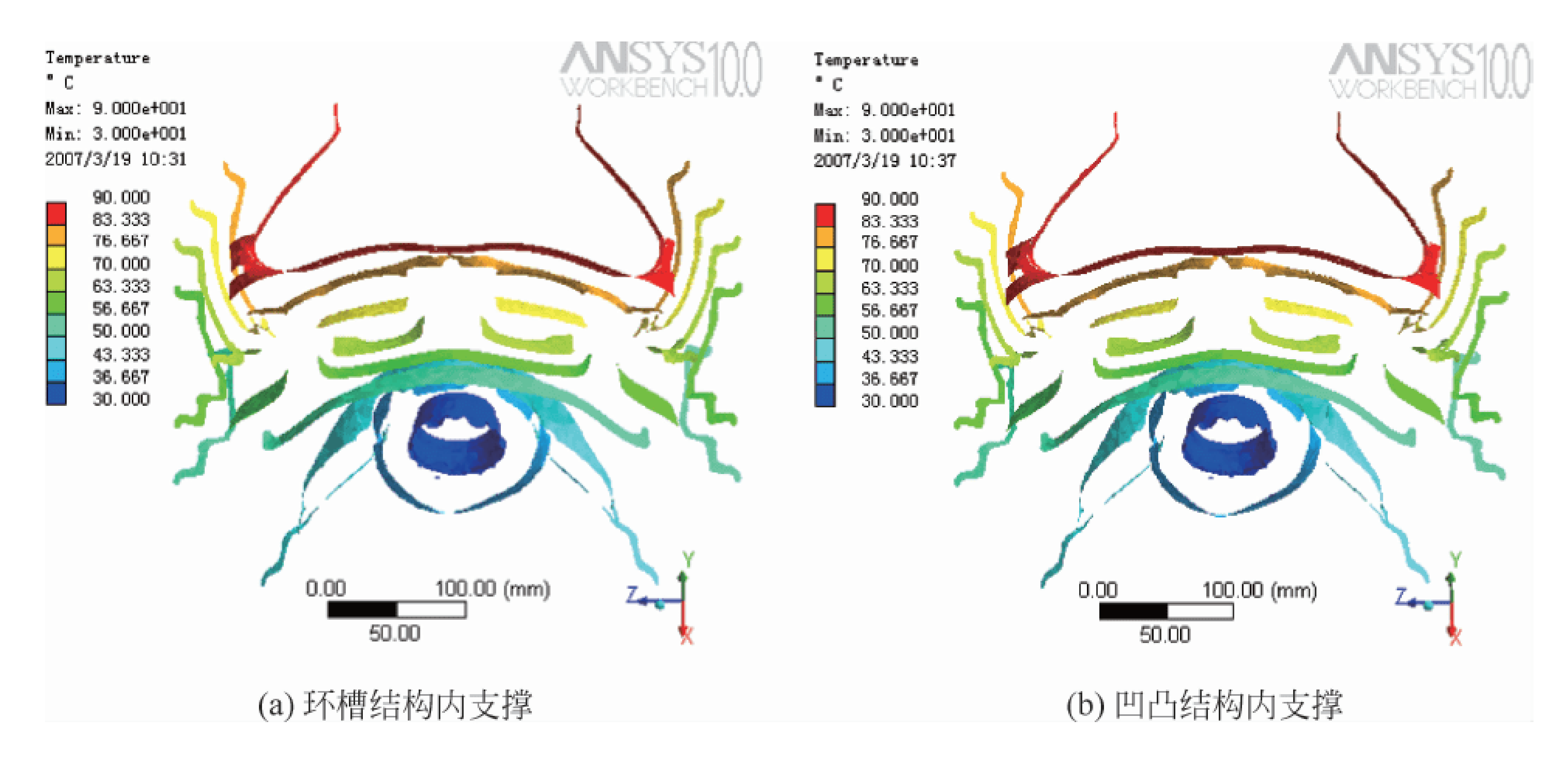
(b) 凹凸结构内支撑

图 7-22　RFT 稳态温度场(无轮胎)



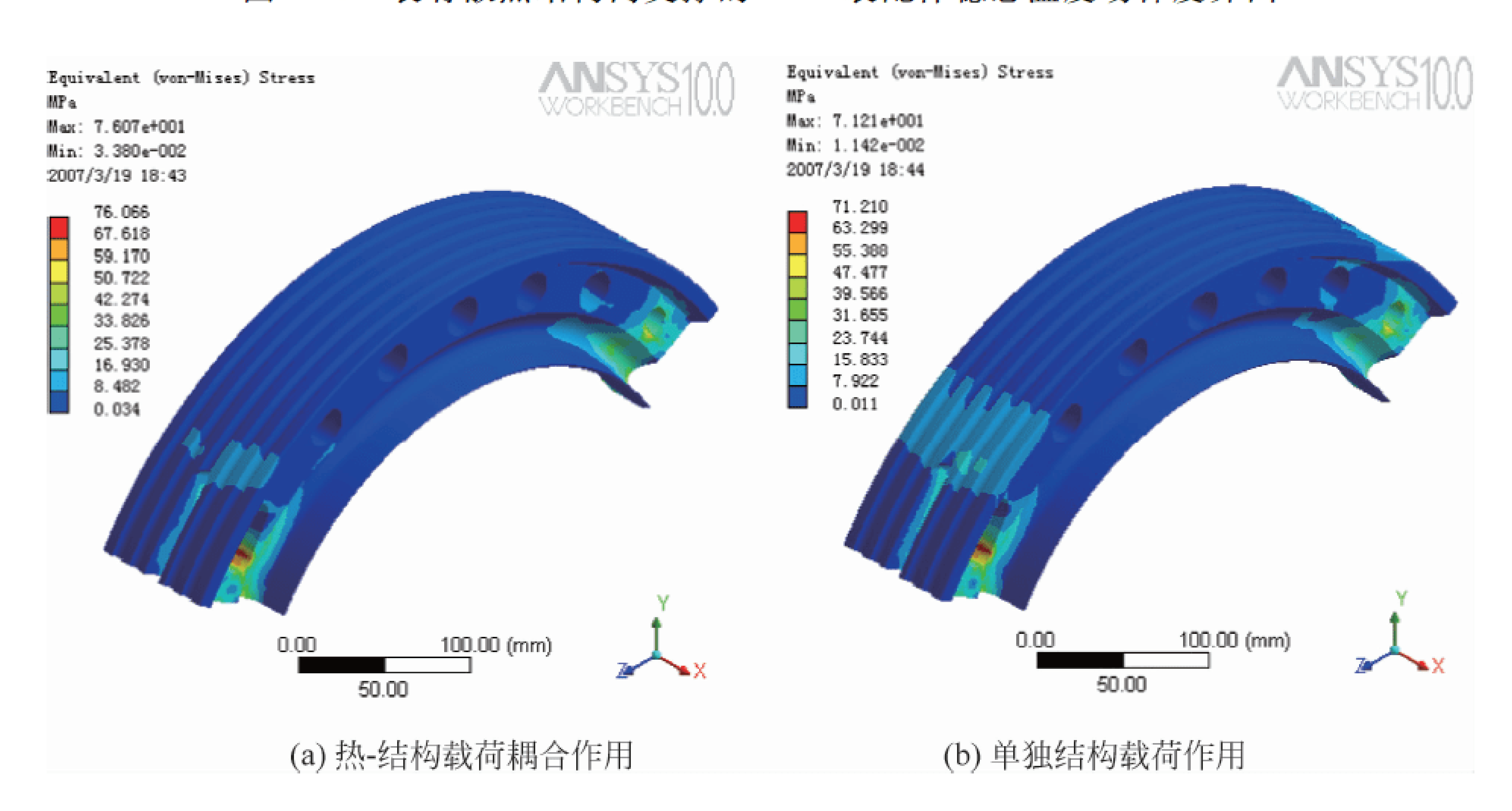
(b) 凹凸结构内支撑

图 7-23　RFT 装配体整体热通量(无轮胎)



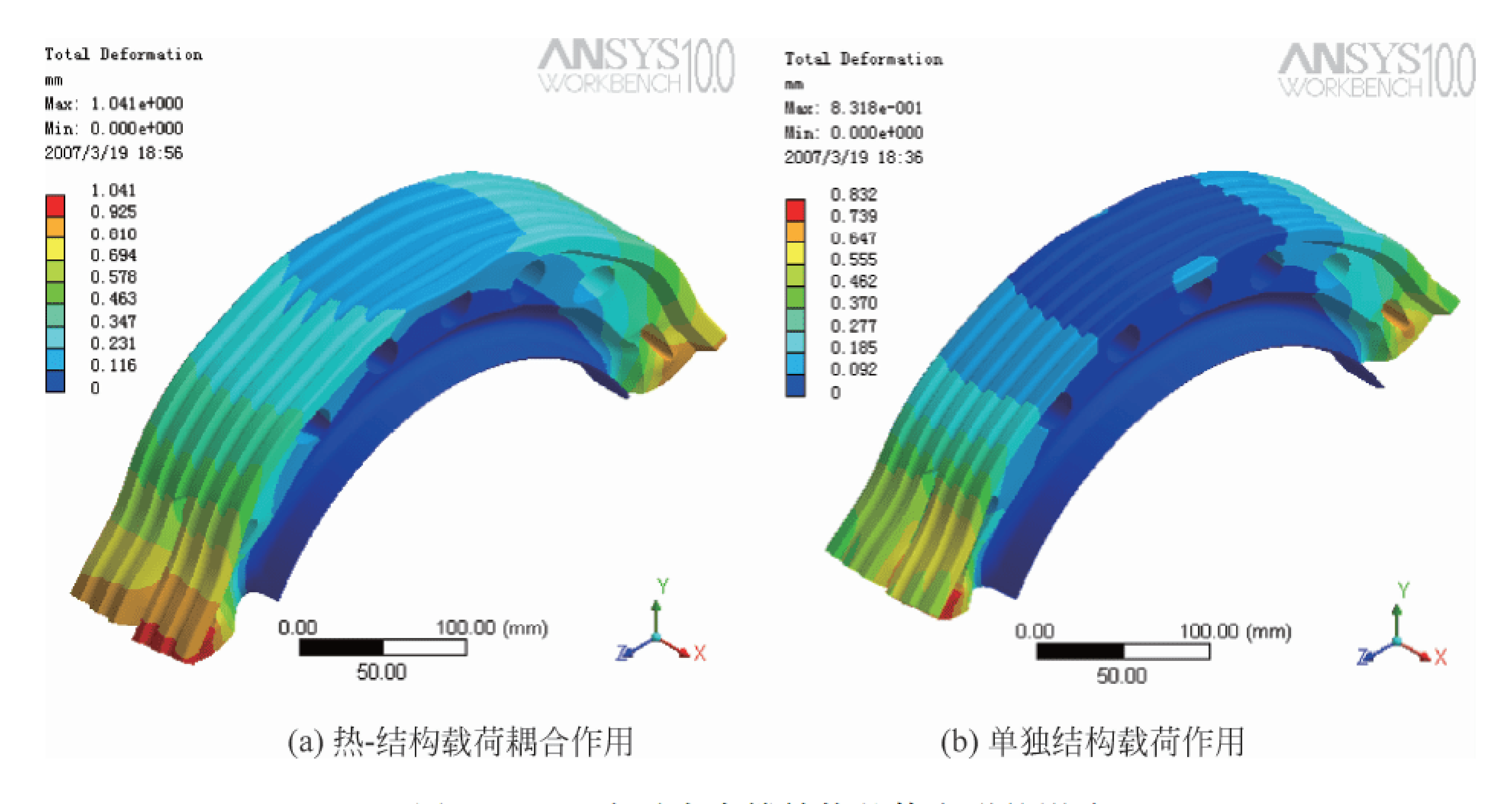
(a) 环槽结构内支撑　　(b) 凹凸结构内支撑

图 7-24　装有散热结构内支撑的 RFT 装配体稳态温度场梯度界面



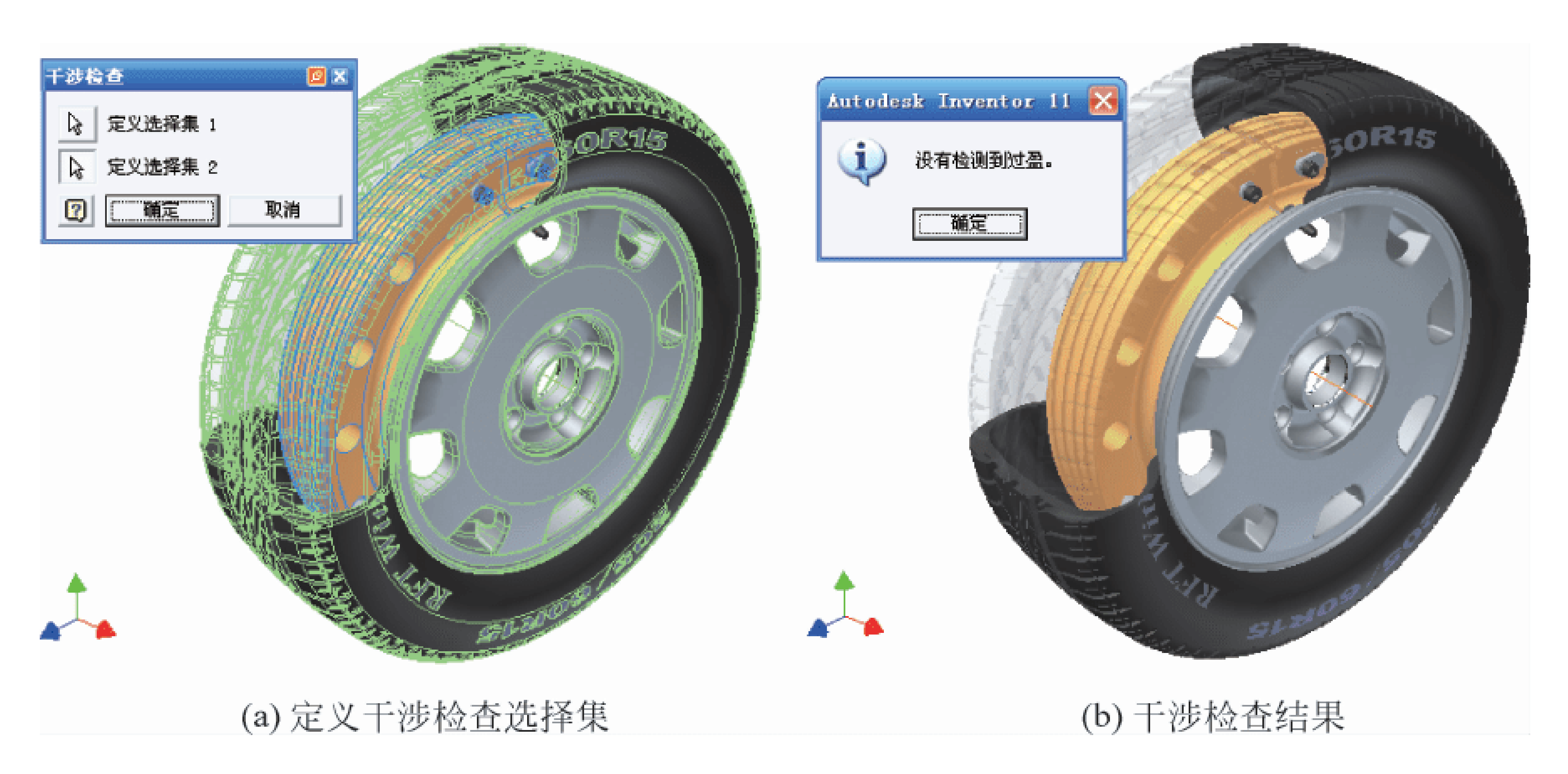
(a) 热-结构载荷耦合作用　　(b) 单独结构载荷作用

图 7-26　温度对内支撑结构等效应力的影响



(a) 热-结构载荷耦合作用　　(b) 单独结构载荷作用

图 7-27　温度对内支撑结构整体变形的影响



(a) 定义干涉检查选择集　　　　(b) 干涉检查结果

图 8-1　总体装配静态干涉检查



图 8-2　锁紧过程中锁块与锁环接触

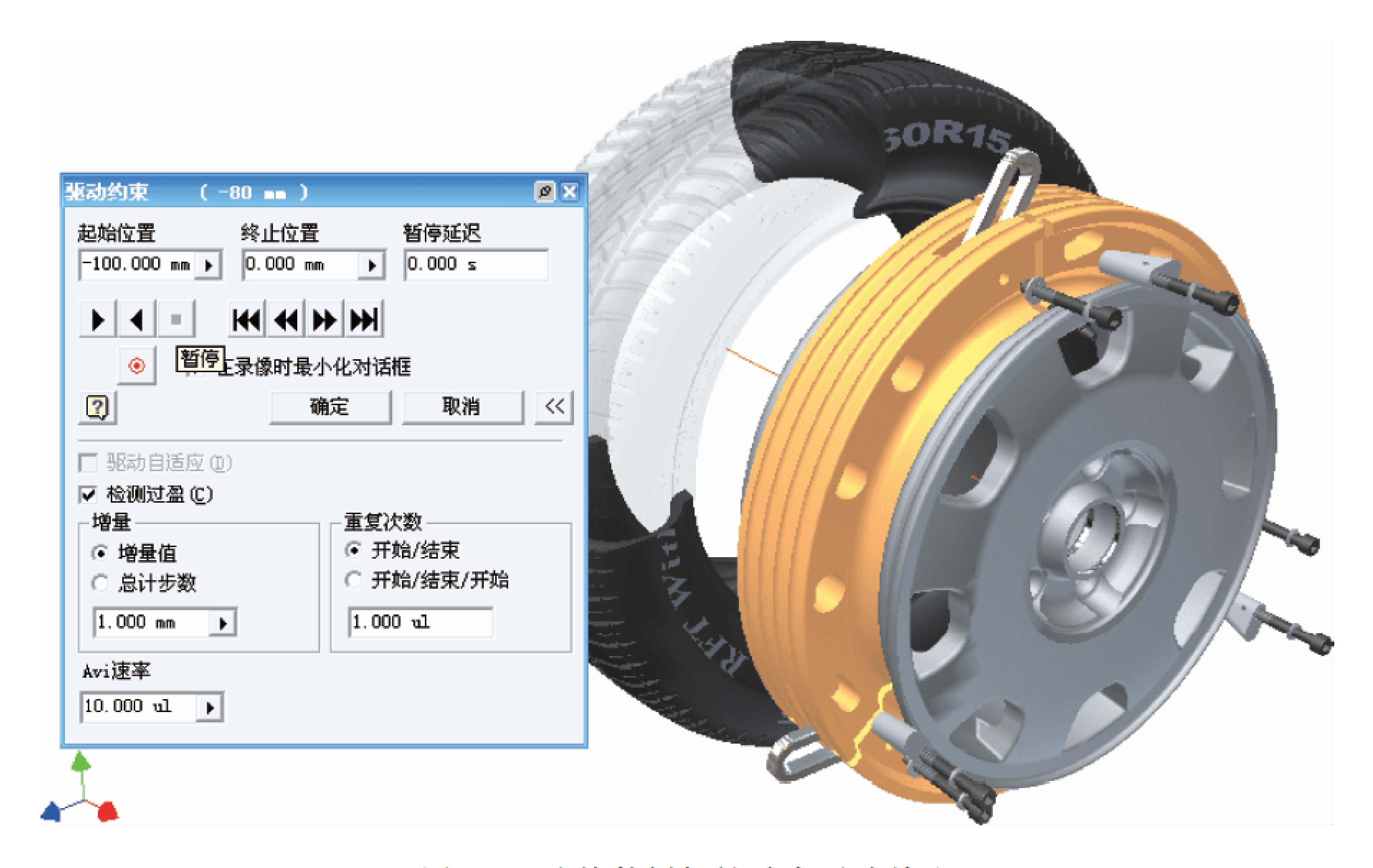


图 8-3　连接件拆卸性动态干涉检查

内容简介

本书基于作者承担的安全轮胎相关科研成果，兼收并蓄各种技术措施和学术观点，提出了安全轮胎零压滚动学的基本理论框架，论述了内支撑式安全轮胎设计的主要内容，包括基本概念、基本理论和基本方法。全书内容共分为8章，分别介绍了安全轮胎的基本概念和技术类别、安全轮胎零滚动机理、内支撑设计计算依据、安全轮胎装配关联设计方法、内支撑强度分析与形状优化、内支撑安全性影响因素分析、内支撑散热结构耦合设计、安全轮胎试制与性能试验等内容。特别是对安全轮胎内支撑结构和性能，注重应用现代数字化协同设计与仿真方法，详解其设计和优化过程。

本书可供车辆工程专业以及从事车辆安全性研究，尤其是安全轮胎研究、开发、制造的技术人员学习参考，也可作为车辆工程、机械工程等相关专业研究生或高年级本科生了解安全轮胎技术，培养其产品创新能力的参考用书。

图书在版编目(CIP)数据

安全轮胎设计理论与方法/杨欣著. --北京：清华大学出版社，2015
ISBN 978-7-302-40562-7

Ⅰ. ①安…　Ⅱ. ①杨…　Ⅲ. ①轮胎－安全设计　Ⅳ. ①TQ336.1

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2015)第 146333 号

责任编辑：杨　倩　赵从棉
封面设计：
责任校对：赵丽敏
责任印制：

出版发行：清华大学出版社
网　　址：http://www.tup.com.cn，http://www.wqbook.com
地　　址：北京清华大学学研大厦 A 座　　**邮　　编：**100084
社 总 机：010-62770175　　**邮　　购：**010-62786544
投稿与读者服务：010-62776969，c-service@tup.tsinghua.edu.cn
质量反馈：010-62772015，zhiliang@tup.tsinghua.edu.cn
印 刷 者：
装 订 者：
经　　销：全国新华书店
开　　本：185mm×260mm　**印　张：**12.75　**插　页：**4　**字　数：**320 千字
版　　次：2015 年 9 月第 1 版　**印　　次：**2015 年 9 月第 1 次印刷
印　　数：1～　000
定　　价：　.00 元

产品编号：062720-01

作 者 简 介



杨欣(1974.10—　),男,汉族,河北定州人,清华大学机械工程(车辆)博士后,河北农业大学机电工程学院和长城汽车学院副教授,车辆工程和农业机械化工程硕士生导师。中国汽车工程学会汽车安全技术分会委员;中国农业机械学会收获加工机械分会委员;清华大学《汽车与安全节能学报》特约审稿专家;国家苹果产业技术体系果园机械岗成员;河北省棉花产业创新团队农机农艺结合岗成员。主要从事车辆被动安全性研究、现代农业装备性能设计等方面的教学和科研工作。主研和主持省部级科研项目多项,获省级科技进步奖2项,其他奖励多项。发表学术论文70余篇,获批发明专利3项,其他专利10余项,主编著作教材4部,参编2部。

Preface

序言一

自从轮胎诞生之日，人们就一直把安全性作为轮胎性能的核心问题之一进行研究，并不断取得进展。1934 年，美国固特异取得首项安全轮胎专利，发展至今，该技术领域一直被固特异、米其林、住友、普利司通等国外轮胎制造商所牢牢掌握，尤其是能够保证车辆“爆胎时安全，失压后续跑”的内支撑式安全轮胎技术，国外企业对其研发和生产都实行严格的保密制度。本书从自主研发和创新的角度开展安全轮胎技术研究，符合我国科技发展战略。

本书作者杨欣 2004—2007 年在吉林大学攻读博士学位，在本人承担的国家杰出青年科学基金(50025516)和吉林大学“985 工程”项目资助下，完成了“车辆安全关键技术安全轮胎(Runflat)系统”项目研究工作和博士学位论文，系统研究了安全轮胎零压滚动机理和内支撑设计方法。2008—2009 年，杨欣博士承担了吉林大学工程仿生教育部重点实验室开放基金项目(K200707)“零压续跑轮胎内支撑几何结构与强度”，对安全轮胎内支撑几何结构与强度的关系进行了更加深入的分析。2010—2013 年，杨欣博士在清华大学从事博士后研究，获得了中国博士后科学基金面上资助项目(201000480290)“安全轮胎内支撑强度与性能优化”，再次对安全轮胎内支撑性能进行了全面优化设计，并丰富和完善了相关理论和技术。杨欣博士总结其近十年安全轮胎技术的研究成果，撰写了《安全轮胎设计理论与方法》一书，构建了安全轮胎零压滚动学的基本理论框架，论述了内支撑式安全轮胎设计的基本内容，尤其注重其基本概念、基本理论和基本方法，特别是应用现代数字化协同设计与仿真方法，详解了安全轮胎内支撑设计和优化过程。相信这些内容一定能为国内同行提供有益的参考。

本书的出版将是我国第一部系统介绍安全轮胎设计理论和方法的专著。相信这本书能够引起更多从事这方面研究者的兴趣，以推动我国车辆安全轮胎技术研究活动的开展，推动安全轮胎技术向更多车辆领域应用。

吉林大学长江学者特聘教授

2015 年 4 月

Preface

序言二

轮胎最不安全的故障是爆胎，正常行驶的车辆一旦发生爆胎，轻则车辆停止行驶必需维修，重则发生交通事故车毁人亡。安全轮胎技术系统是继安全带、安全气囊、ABS之后的又一套汽车安全保障系统，是解决车辆行驶中爆胎安全的关键技术措施。目前，很多特种车辆和高档轿车已经将安全轮胎(RFT)和胎压监测系统(TPMS)作为标准配置，以当前的发展速度预测，普通乘用车辆也有望普及应用安全轮胎技术系统。

基于普通轮胎配套设计内支撑体，生产制造成本较低，轮胎常压行驶中不影响车辆操稳性，轮胎突然爆胎时可有效保障车辆安全，爆胎失压后车辆可继续行驶很长距离，对预防车辆爆胎风险和保证车辆爆胎后安全续行具有重要作用。由于长期缺少安全轮胎设计理论，没有内支撑参数选择和计算的数学模型，在很大程度上制约着这一技术向更多车辆移植应用。本书作者杨欣博士自2004年开始系统研究内支撑式安全轮胎，并在清华大学获得了中国博士后科学基金资助，取得了很多相关科研成果。本书主要是针对安全轮胎内支撑结构设计和尺寸计算作系统阐述，从安全轮胎零压滚动机理分析入手，探讨内支撑式安全轮胎设计方法，并采用数字化协同设计与仿真手段，对内支撑结构进行分析、优化和改进，通过台架试验分析了RFT的性能，验证了相关理论和方法的正确性。全书注重理论体系的完整性，兼顾技术概念的工程性，内容丰富而精炼，方法先进而实用。尤其是作者在数字化设计与仿真应用方面的经验，在安全轮胎内支撑结构设计与优化中得到了充分体现。

值得提出的是，《安全轮胎设计理论与方法》的出版在国内车辆安全领域，开辟了安全轮胎技术研究的新方向，填补了这方面的空白，本人作为其博士后研究期间的合作导师也备感欣慰。本书可以作为从事车辆安全性研究人员的学习参考书，也可作为车辆工程相关专业研究生或高年级本科生的专业教材。

清华大学汽车安全与节能国家重点实验室教授 张金换

2015年4月

Foreword 前言

轮胎是车辆接触地面的唯一媒介，其主要功能是支撑整车重量，向地面传递驱动力、制动力和转向力，保证车辆具有良好的乘坐舒适性和行驶平顺性。对轮胎的性能要求是安全、耐久、经济、舒适等，其中安全尤为重要，一旦行驶中轮胎出现爆胎等故障，轻则车辆不能行驶，重则发生交通事故，造成人员伤亡和财产损失。安全轮胎（run-flat tire，RFT）和胎压监测系统（tire pressure monitoring system，TPMS）是继安全带、安全气囊、ABS之后的又一汽车安全保障系统，是解决车辆爆胎安全的关键技术措施。

世界著名轮胎公司都非常注重RFT技术的研究和开发。2000年，米其林（Michelin）和固特异（Goodyear）宣告成立各占50%技术份额的合资机构，共同完善现有内支撑式RFT技术，互相分享最新研究成果。2004年，日本普利司通（Bridgestone）和德国大陆（Continental）签署了研发自体支撑式RFT的技术协议，与内支撑式RFT形成了技术竞争。致力于基于普通轮胎配套内支撑式RFT的法国Hutchinson、美国Rodgard、英国Tyron和Runflat International Ltd.等公司，各自在军事车辆、警车、VIP轿车、SUV等特种车辆领域发展自己的市场，并显现出巨大的技术优势。安全轮胎（RFT）与胎压监测系统（TPMS）配合使用，使得轮胎超出了“一条轮胎”的技术内涵，成为由轮辋、轮胎、内支撑、胎压监测装置等核心部件组成的安全轮胎技术系统（safety tire technology system，STTS）。目前，很多高档车辆已经将STTS作为标准配置。以当前的发展速度预测，不久普通乘用车辆也有望普及应用RFT和TPMS。

基于标准轮辋和轮胎配套设计内支撑，设计制造成本较低，常压行驶中不影响车辆的操向性能，突然爆胎时可有效保护车辆安全，爆胎失压后可继续行驶较长距离，在军车、警车、运钞车、消防车、救护车、专用校车、VIP轿车、SUV、特种工程车和农用车等诸多领域可推广应用。国外轮胎企业对内支撑式RFT技术研发和生产都实行严格的保密制度，我国开展RFT技术研究只能采取自主研发或花费巨额资金合资建厂，引进国外技术。即使合资建厂或引进技术，也需要进一步消化吸收再创新，而自主研发是符合我国科技发展战略的一个重要途径。内支撑的结构、尺寸和材料是RFT设计的三大关键技术。由于缺少完善的设计理论，没有系统的设计方法，当前设计多基于传统经验，在很大程度上制约着这一技术向更多车辆的移植和应用。

本书主要是针对RFT内支撑结构设计和尺寸计算作系统阐述，从学科交叉角度分析安全轮胎零压滚动机理，探讨RFT内支撑设计计算的理论依据，并采用数字化设计方法，基于标准轮辋和轮胎设计内支撑组合体，并对其进行结构分析、优化和改进，通过台架试验验证RFT的性能。本书阐述的理论和方法是作者自2004年以来，主研和承担RFT相关科研项目成果的提炼和总结。主要项目包括：国家杰出青年科学基金（50025516）和吉林大学“985工程”资助项目“车辆安全关键技术安全轮胎（Runflat）系统”、吉林大学工程仿生教育部重

点实验室开放基金项目(K200707)"零压续跑轮胎内支撑几何结构与强度"、中国博士后科学基金面上资助项目(201000480290)"安全轮胎内支撑强度与性能优化"等。这些科研项目的完成,先后得到吉林大学长江学者佟金教授、清华大学汽车安全与节能国家重点实验室张金换教授的精心指导。两位导师在百忙之中审阅书稿并为本书作序,作者在此表示最衷心的感谢!项目研究工作还分别得到了吉林大学马云海教授、陈东辉教授、邹猛博士和张成春博士,清华大学许述财博士、马春生博士,河南科技大学张伏博士,山东交通学院吴娜博士,山西农业大学贺俊林教授,河北农业大学刘俊峰教授、马跃进教授、冯晓静教授,刘洪杰博士和李建平博士等多位老师和同事的热心帮助。得到了吉林大学工程仿生教育部重点实验室、汽车动态模拟国家重点实验室、清华大学汽车安全与节能国家重点实验室、河北农业大学机电工程学院和长城汽车学院等单位试验工程师的帮助和试验仪器设备的支持。在本书完稿之际,向所有提供指导、帮助、支持的专家、老师、同事表示感谢!并谨赠此书留念。

本书撰写时参考了国内外大量相关技术文献,应用了一些设计和工程分析软件,这些文献和软件均来自上述相关单位的数据资源和版权授权。本书的出版还得到了河北农业大学青年科学(引进人才)基金(2013QNR001)的资助和清华大学出版社的大力支持和帮助,在此一并表示衷心感谢!

由于作者理论水平有限,本书侧重对内支撑式RFT设计理论和方法进行论述,对TPMS技术和其他安全轮胎内容仅作简要介绍,本书中许多问题仍有待进一步研究。因此,书中不妥之处在所难免,敬请各位同仁和读者批评指正。

作者

2015年4月

Contents

目录

第1章

绪　论

轮胎是车辆唯一接触地面支撑车体重量，向地面传递驱动力、制动力和转向力的重要组成部件，并保证车辆具有良好的乘坐舒适性和行驶平顺性。对轮胎的要求是安全、耐久、经济、舒适等，其中安全性最为重要。自从轮胎诞生之日，人们就一直把安全性作为轮胎性能的核心问题之一进行研究，并不断取得进展。近年来，随着道路质量的不断改善，车辆的平均行驶速度有了更大提高，但与轮胎安全相关的交通事故也呈上升趋势。根据美国汽车工程师协会的调查显示，美国每年有26万起交通事故是由于轮胎气压低或渗漏造成的，每年75%的轮胎故障是由于轮胎渗漏或充气不足引起的。我国交通部门对近年来的交通事故统计表明，高速公路46%的交通事故是因轮胎故障引起，爆胎占轮胎事故总量的70%。车辆在120km/h以上时发生爆胎事故，车内乘员死亡率接近100%。轮胎爆胎事故严重威胁车辆行驶安全，为避免轮胎爆胎或爆胎后保证车辆安全续行，人们提出了各种提高轮胎安全性的技术措施，包括防漏(扎)技术、泄气保用技术、零压续跑技术等。其中基于标准轮辋和轮胎配备内支撑，常压下不影响车辆的行驶平顺性和操纵稳定性，突然爆胎时能有效地保护车辆安全和避免交通事故，爆胎失压后能维持车辆继续远距离行驶，可在军车、警车、VIP轿车、专用校车、SUV、抢险救灾车、运钞车、消防车、特种工程车和农用车等领域应用，并有望在普通乘用车辆中普及推广。

1.1　安全轮胎技术简介

1.1.1　轮胎安全与爆胎

轮胎最不安全的故障是爆胎。正常行驶的车辆发生爆胎，轻则车辆停驶必须维修，重则发生事故车毁人亡，特别是前轮爆胎很可能导致车辆跑偏等，造成严重交通事故。爆胎的原因包括轮胎扎破或穿孔、胎压过大或过小、超速和超载、日常维护不当等。

轮胎扎破、割口或穿孔是造成爆胎事故的直接原因，道路几何障碍如铁钉尖棱等是扎破轮胎并使其漏气的物体源头。图1-1所示为子午线轮胎被扎破的分布几率，被扎破部位85%发生在胎面，10%发生在胎肩和胎侧，只有5%发生在最靠近轮辋的部位。

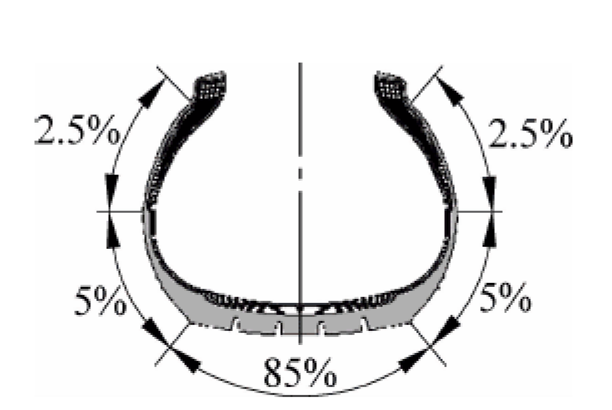


图1-1　轮胎扎破部位分布示意图

轮胎气压过高或过低都会缩短轮胎的使用寿命，并影响油耗及行车安全性。轮胎气压过高，胎面磨损加速。轮胎气压过

低,胎体变形较大,胎侧易出现裂口,同时产生屈挠运动,导致过度生热,促使橡胶老化而结成碎块、帘布层疲劳或帘线折断。

车辆超载行驶时,轮胎承受的负荷、形变增大,接地印迹面滑移加剧,磨损加快、胎温升高、帘布层脱落。有关数据表明,承载负荷超过额定值 50%时轮胎行驶里程降低 59%;超过额定值 100%时轮胎行驶里程降低 80%;而轮胎温度上升到 60℃时,橡胶强度降低约 50%。车辆超速行驶时,轮胎容易出现“高速驻波”现象,轮胎磨损加快,胎体温度升高,易造成轮胎早期爆破。70%以上的爆胎是发生在车辆高速行驶过程中,当车速超过 120km/h 时发生爆胎,车内人员死亡率几乎是 100%。

使用和维护不当包括长里程行驶、轮辋不适合等。长里程高速行驶中,胎体及帘线极易产生疲劳和过热现象,造成内压增高,橡胶老化、强度降低,遇到过大冲击极易发生爆破。轮胎胎圈的直径决定了轮辋的规格,如果轮胎与轮辋不匹配,由于改变了轮胎设计形状和屈挠点,会缩短其寿命和增加爆破概率。

对于轮胎爆胎及其对车辆运动影响的研究,国内外一直都在进行。研究人员最开始研究的是轮胎爆胎后车辆的响应问题,一般通过实车试验进行。随着计算机技术的发展,研究者建立爆胎模型,尝试使用动力学软件分析爆胎后车辆的运动响应。并且使用有限元技术研究轮胎泄气后的力学特性和模拟爆胎后轮胎力学特性。这些诸多研究成果为轮胎性能的提高和改善提供了重要基础理论,但是在不可避免的爆胎发生时和发生后如何继续维持车辆安全行驶,并未给出解决方案。

1.1.2 安全轮胎的概念和分类

为了提高轮胎的安全性能,有效防止爆胎的发生或保证爆胎时车辆的安全,要求爆胎后轮胎能够维持车辆继续行驶,轮胎工业界已经提出了各种提高轮胎安全性的技术措施,如各种防爆技术、防扎胎技术、防漏气技术、自修补技术、零压续跑(泄气保用)技术等。国际上把具备这些安全技术措施的轮胎称为 Runflat 或 Run-Flat Tire,简称 RFT,国内业界多称为安全轮胎,有的也称泄(漏、跑)气保用轮胎、续跑轮胎、零压轮胎、防爆(漏)轮胎、防扎轮胎等。根据安全轮胎的不同结构形式和技术标准,可作如图 1-2 所示的技术分类。

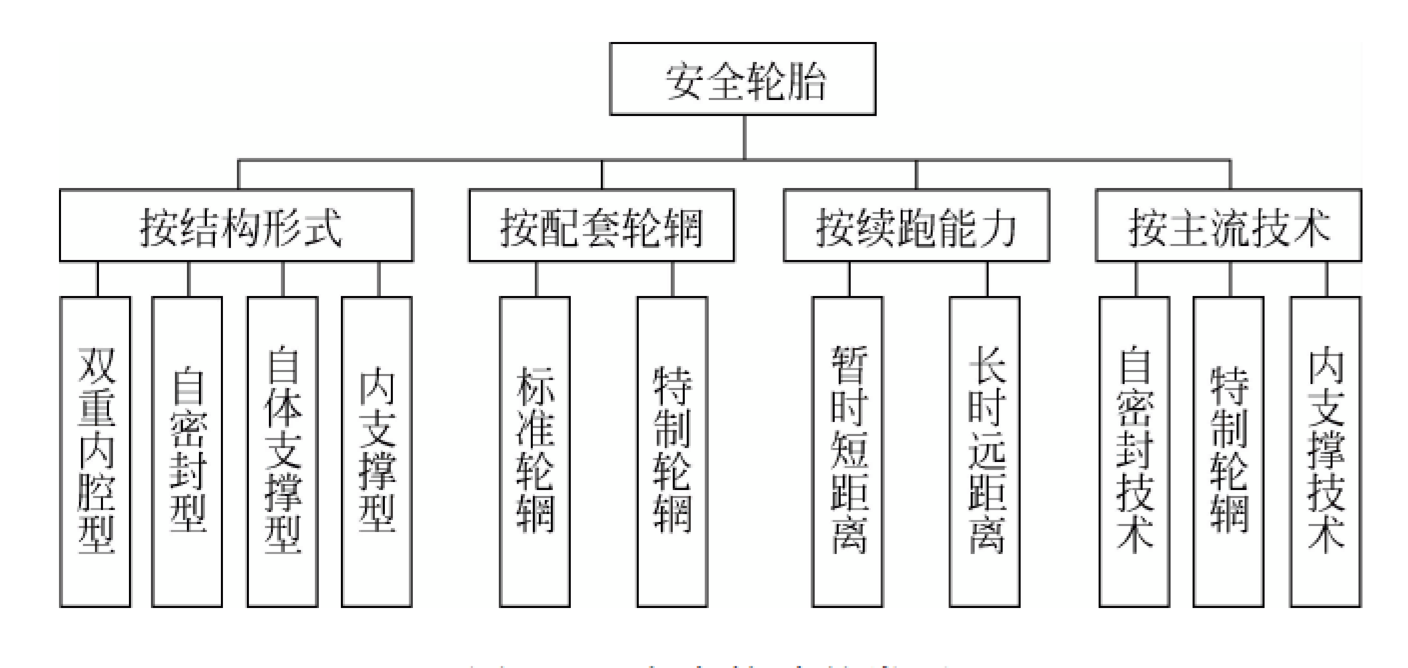


图 1-2 安全轮胎的类型

双重内腔型(double-inner-cavity)安全轮胎是在轮胎内腔设置小轮胎或隔膜,如图 1-3(a)和(b)所示。一旦外胎扎破漏气,内腔部件发挥作用,临时支撑车辆在正常速度下继续前进,从而保证行驶安全性。还有一种双腔连体轮胎如图 1-3(c)所示,在现有子午线轮胎的基础之上,在轮胎内腔中间增设一道人字形中胎壁,胎面上具有一条较深的轮胎沟,形成两个

行驶面。图 1-3(d)也是设置双(多)腔思想的一种形式。这类结构的安全轮胎最早见于美国固特异(Goodyear)公司于 1934 年取得的防爆内胎安全轮胎专利,1955 年固特异研制成功双腔安全轮胎。由于双(多)重内腔需要特殊设计,工艺较复杂,且其爆胎安全性能不是很好,目前已经很少应用。

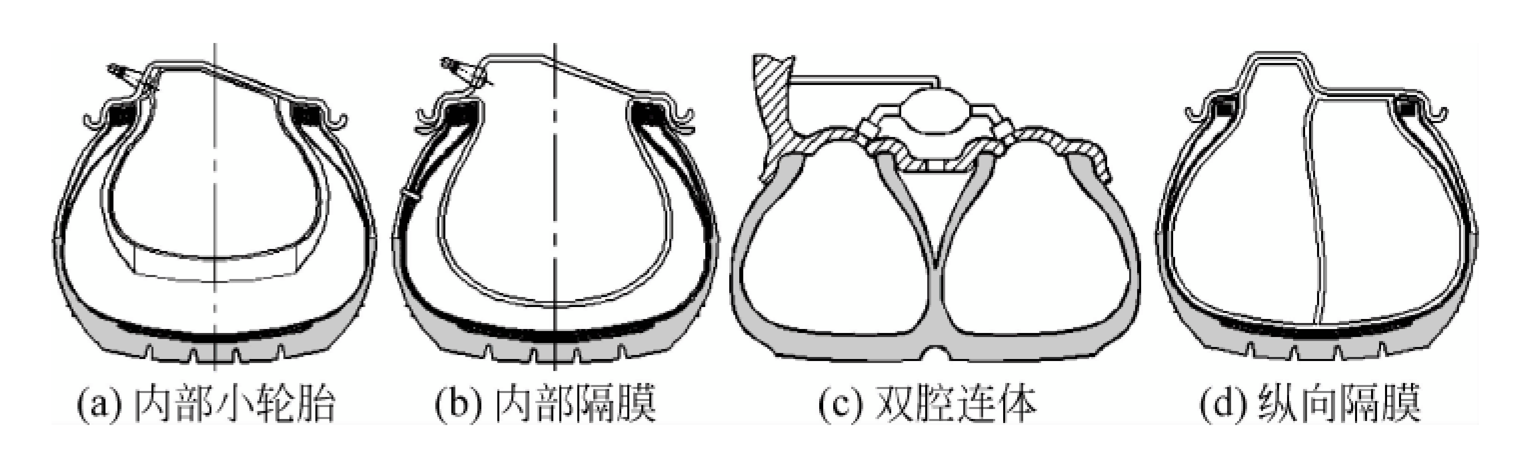
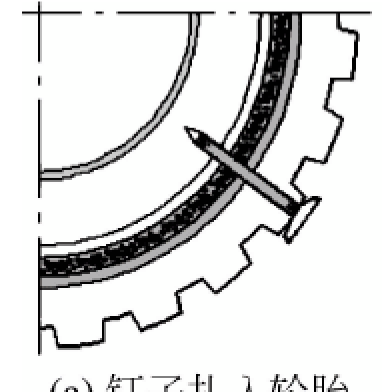


图 1-3 双重内腔型安全轮胎结构示意图

自密封型(self-sealing)安全轮胎是在普通标准轮胎结构基础上增加一层特别的内衬层,内衬层与轮胎内表面形成一个副腔,副腔内充满特殊密封剂。当轮胎被刺穿时,这些密封剂第一时间到达穿孔周围,目标移动时密封剂已填满出现的穿孔。由于密封过程是与穿孔发生几乎同时完成的,所以驾驶者不易察觉轮胎刚刚经历刺穿,直到损坏到必须人工修理时。图 1-4 所示为自密封型安全轮胎的密封原理示意图。德国大陆(Continental)的 ContiSeal 轮胎和法国米其林的 Tiger Paw NailGard 轮胎都属于自密封型安全轮胎,这种轮胎对于路面尖锐物的刺穿防漏有一定防护作用,避免轮胎立即漏气。但是,对于突然爆胎的安全性无法保证。且轮胎需要特殊加工工艺制造,密封剂寿命较短,轮胎价格较高,失压后一般行驶距离较短,目前使用不多。



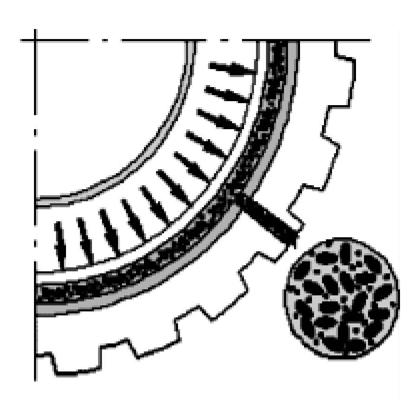
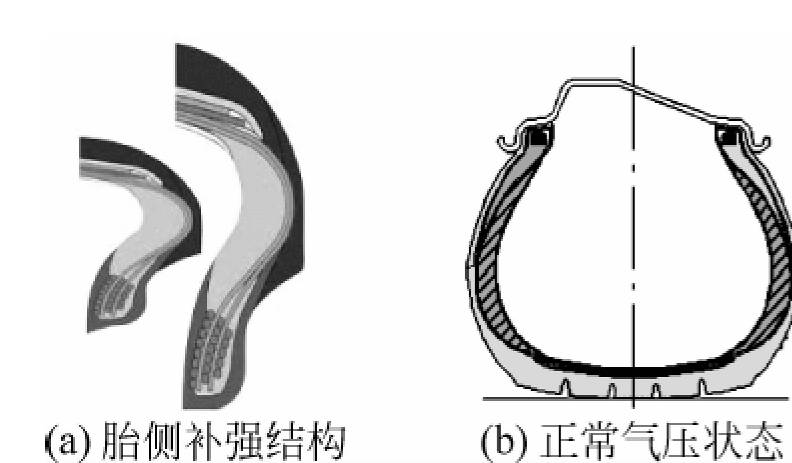


图 1-4 自密封型安全轮胎自封原理示意图

自体支撑型(self-supporting)安全轮胎是在轮胎侧面的散热带束层之间夹入特殊橡胶,故又称胎侧补强型安全轮胎。图 1-5 所示是自体支撑轮胎断面示意图,当轮胎漏气失压时,胎侧补强结构能防止胎侧折叠,并使胎唇紧箍轮辋,胶料弹性保证基本行驶功能。这种轮胎分为配套特制轮辋和标准轮辋两种类型。如日本普利司通(BridgeStone)的 Expedia 轮胎/轮辋总成,由胎侧补强轮胎、特制楔形轮辋、轮胎气压监视装置三部分组成。法国米其林的 MXV4 轮胎也是配套特制轮辋。其增强的胎侧有 3 层人造丝,几乎垂直于地面,高度仅为同规格标准轮胎的一半左右。由于非标准轮辋需要特殊加工,胎侧补强结构亦需要特殊工艺处理,比普通轮胎重 20%～40%,轮胎价格偏高。德国大陆的 SSR(self supporting runflat)和日本普利司通的 Hawk 轮胎是与标准轮辋配套的自体支撑型轮胎。其胎侧采用独特的带束层设计,质量较轻。日本住友橡胶工业公司推出的 CCT 轮胎也配套标准轮辋,胎侧是多曲率轮廓线,拥有良好的自支撑能力。意大利倍耐力(Pirelli)公司的 Eufori@子午线安全轮胎,可配套轿车、轻卡和载重车。由于安装在普通轮辋上,使用简便,但其加厚的胎侧刚性大而影响乘坐舒适性。

内支撑型(inserts supporting)安全轮胎由标准轮辋或非标轮辋、内支撑体和轮胎组成,其结构如图 1-6 所示。这种轮胎已经不是常规意义上的“一条轮胎”,而是一套组合系统。附加的内支撑体在正常气压下不参与支撑作用,所以不影响车辆的乘坐舒适性和行驶平顺



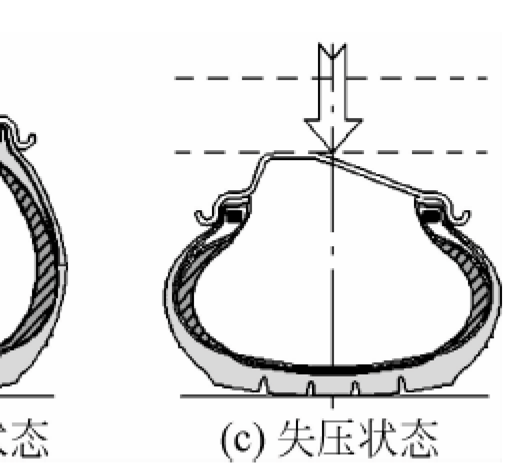
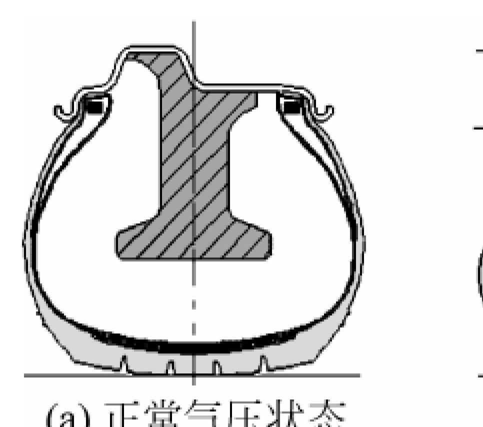


图 1-5　自体支撑型安全轮胎断面示意图

性。轮胎在失压状态下的续跑能力比其他类型的安全轮胎较好，能够保证车辆较长时间远距离行驶。根据内支撑体的结构形式又可划分为单块式、双块式、三块式等。这种轮胎是典型的零压续跑轮胎。1963 年固特异开始生产具有内支撑物的 Double Engle 轮胎，并于 1970 年成为赛车标准配置。法国米其林的 PAX 系统、Hutchinson CRF、美国 Rodgard、英国 Tyron 和 Runflat International Marathon Inserts 等，都是典型的内支撑结构。本书就是对这种轮胎的滚动学诸机理进行深入研究，并分析其内支撑设计的相关因素、计算依据，进行内支撑设计方法探讨。



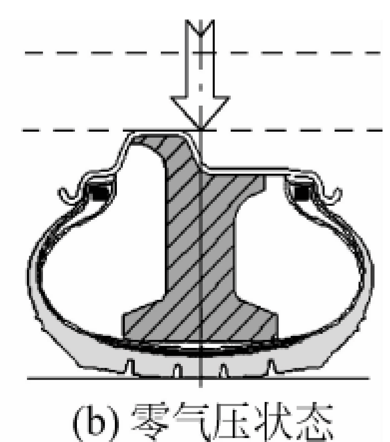


图 1-6　内支撑型安全轮胎横断面示意图

除了上述主要类型外，还有其他安全轮胎类型，如图 1-7 所示，主要包括膨胀泡沫型、实心浇筑型、支撑环型、胎体折叠型、活节型等。这些安全轮胎各自的原理差别比较大，暂时没有统一的定义，但都应用不多。

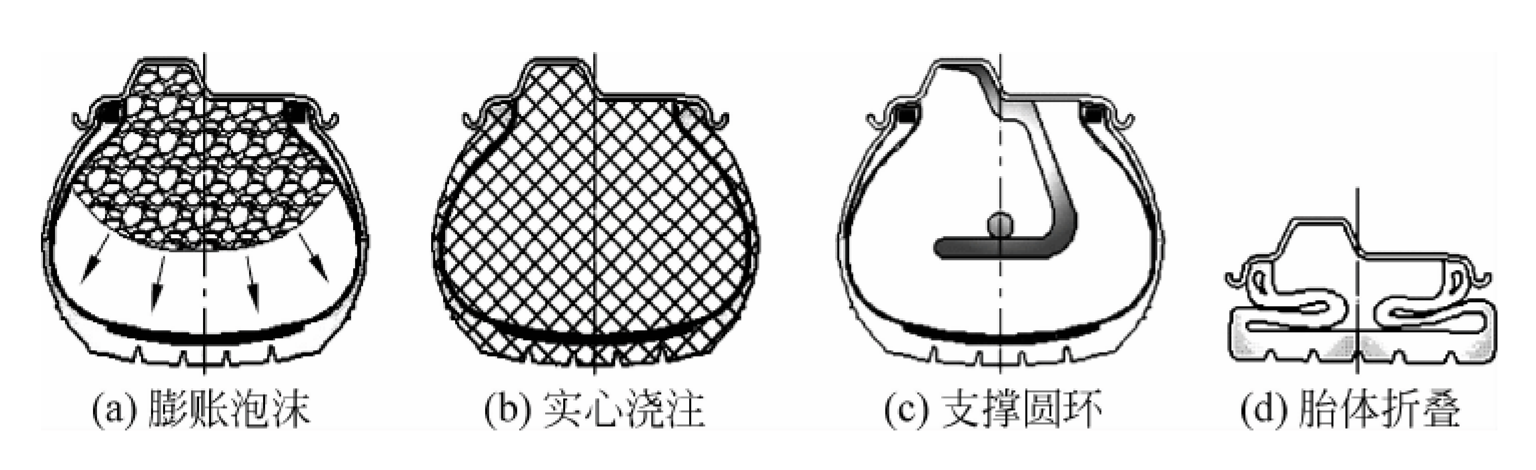


图 1-7　其他安全轮胎概念

近年来，媒体还报道了法国米其林的 PU Tweel 无气轮胎、日本普利司通的无气轮胎、美国 Polaris 的仿生蜂窝轮胎等，如图 1-8 所示。由于它们是非充气轮胎结构，所以也不会发生爆胎，目前正处于越野车和军方车辆的试验改进阶段。

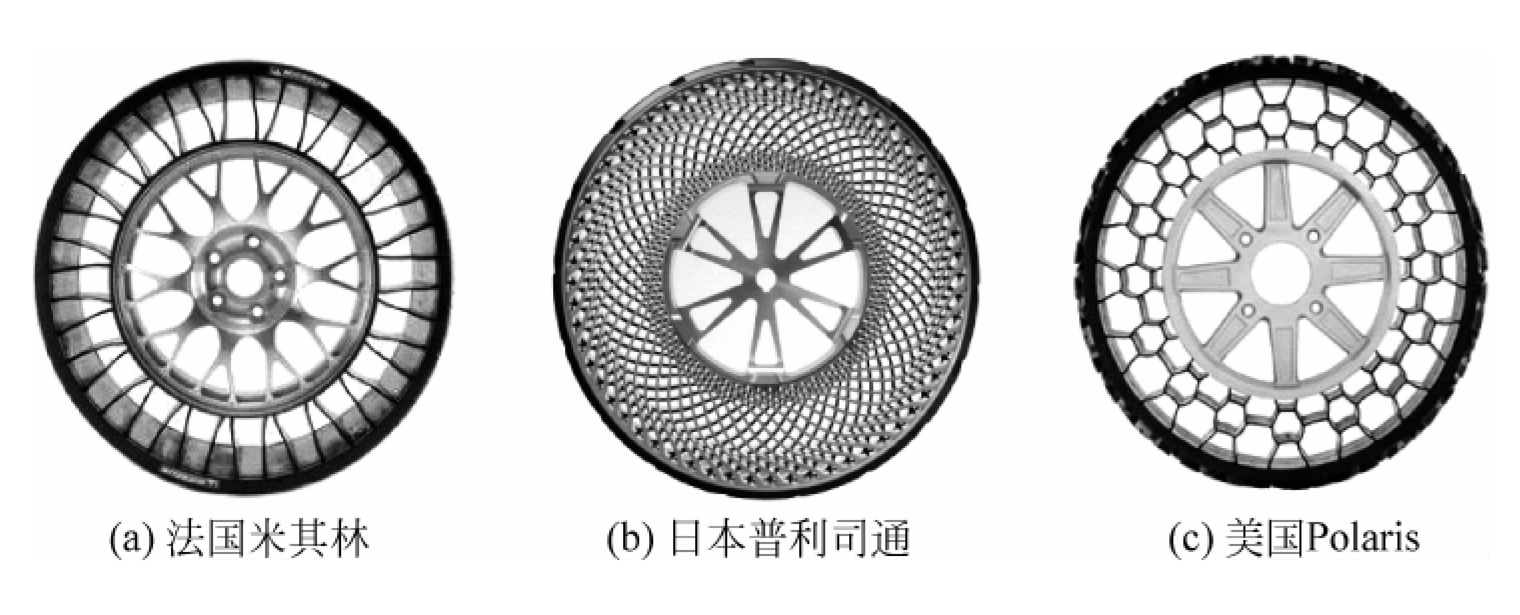


图 1-8　媒体报道的非充气轮胎

1.1.3　内支撑式 RFT 系统概念

内支撑式安全轮胎取名“零压续跑轮胎”更能体现英文 Run-Flat Tire(RFT)的技术内涵，它是一种重要的安全轮胎形式，是指车辆爆胎泄气后还能支撑车辆继续行走的轮胎。有不少媒体将这种轮胎形象地取名为“安全防爆轮胎”，其实它并不具有防止爆胎功能，而是在轮胎发生爆胎时才起作用。

装有内支撑式 RFT 的各种车辆，在正常充气压力下不影响乘坐舒适性和操纵性能，当一个或两个在不同前后轮轴和左右位置的轮胎遭到扎破、穿孔、疲劳等原因造成爆胎漏气后，车辆仍然能够继续以一定速度安全行驶一定距离，并保证车辆具有可接受的操纵稳定性和行驶平顺性，多数情况下被戳破漏气的轮胎可修复重用，爆胎破损的轮胎则必须更换新胎。装备 RFT 的车辆一般不再携带备用轮胎。

内支撑式安全轮胎(RFT)与胎压监测系统(tire pressure monitoring system，TPMS)共同构成安全轮胎技术系统(safety tire technology system，STTS；或 run-flat tire system，RFTS)。图 1-9 所示为装有 TPMS 传感器的内支撑式 RFT。

可见，RFT 的技术内涵已经不仅仅是指传统意义上的“一条轮胎”本身，而是由轮胎、轮辋、支撑体、胎压监测装置等核心部件组成的一套完整的技术体系。内支撑式 RFT 与普通轮胎性能对比，可以用图 1-10 所示的蜘蛛网图来定性描述。



图 1-9　装有 TPMS 传感器的内支撑式 RFT

1—TPMS 传感器；2—RFT 内支撑；3—轮辋；4—轮胎

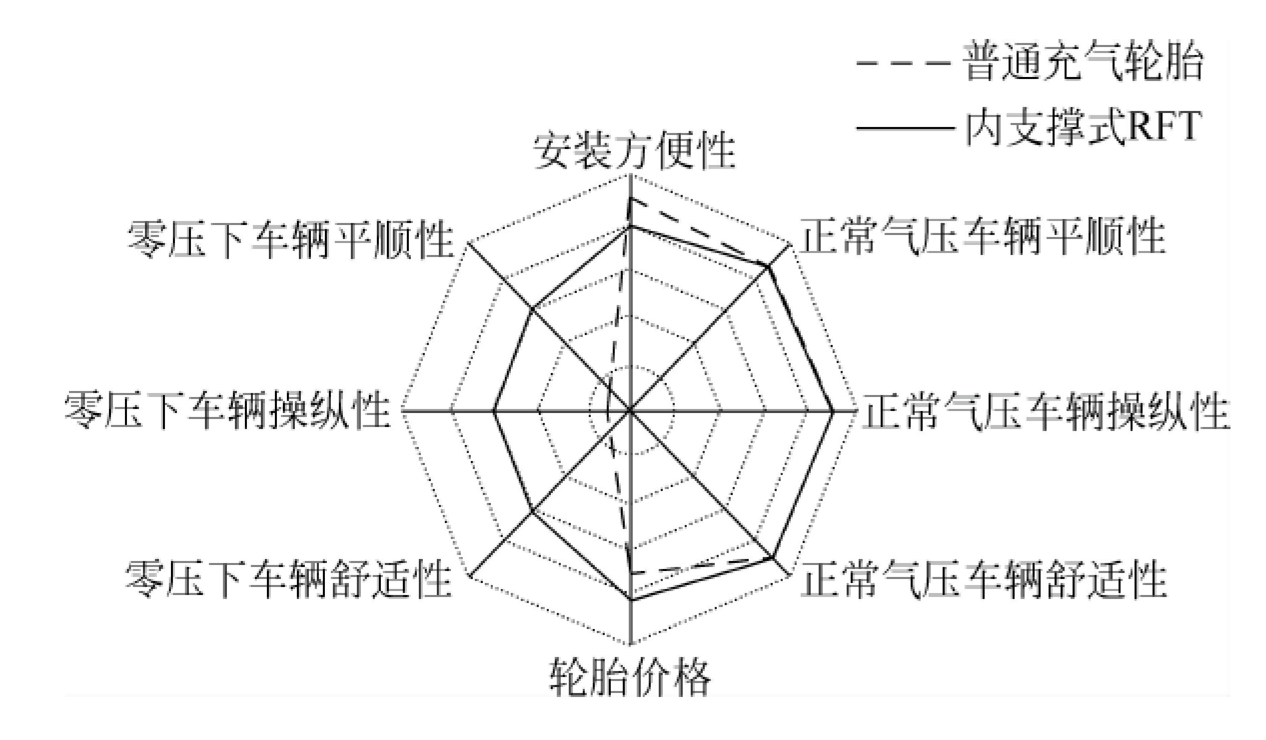


图 1-10　RFT 与普通轮胎性能对比蜘蛛网图

“爆胎时安全，失压后续跑”是对内支撑式 RFT 的最基本性能要求。爆胎时安全主要是指轮胎在遭到意想不到的意外突然破坏时，如铁钉等尖锐物刺穿、过度磨损、轮胎受热胀破、子弹穿透等，轮胎胎压在极短暂的时间内降低到零，此时轮胎受到地面的切向力(纵向力和侧向力)作用位置和大小应该改变不大，不能导致车辆操纵失控(侧滑、翻滚等)。失压后续跑是指轮胎漏气或爆胎之后，胎圈依然固定在轮辋上保持行驶轮廓，车辆能够以可接受的操纵稳定性和行驶平顺性在一定速度范围内安全行驶较远距离(逃离危险区或到达维修点)。

定义表征 RFT 爆胎失压后续跑能力的衡量标准是零压续跑行程 S，其表达式为

$$S = vt \tag{1-1}$$

式中，v——爆胎后车辆行驶的平均速度；

t——爆胎后车辆能够行驶的最长时间。

式(1-1)中零压续跑行程 S 是指轮胎爆胎后车辆在某速度范围内所能行驶的最远距离,以轮胎严重碾胎和脱圈为主要标志,车辆不能继续前进,表示轮胎续跑能力终止。在零压续跑行程中,车辆应该能够自由转向、加速和减速、启动和制动等。对于不同车辆类型,式(1-1)中的 v 可以按车辆爆胎后分时段规定不同的速度级别。对于多在公路行驶的车辆,如轿车、公共汽车、专用校车或其他载重车辆等,一旦出现爆胎漏气,应该首先确保车内乘员和货物的安全,不必半路停车换胎而能继续行驶到维修点再进行维修或更换。

1.1.4 胎压监测系统 TPMS

胎压监测系统 TPMS 是一种采用传感器技术检测并采集轮胎压力、温度等数据,并将数据传送到驾驶室内的 ECU(electronic control unit,电子控制单元,又称行车电脑)中,以数字化的形式实时显示车辆轮胎压力和温度等相关信息,并在轮胎出现异常时(如漏气失压)以蜂鸣或语音等形式提醒驾驶者进行预警的汽车主动安全系统。根据对轮胎压力的监测方式,TPMS 可分为间接监测(wheel-speed based TPMS,WSB)和直接监测(pressure-sensor based TPMS,PSB)两种基本类型。

间接监测型 TPMS 的工作原理是当某轮胎的气压降低时,车辆的重量会使该轮的滚动半径变小,导致其转速比其他车轮快,通过比较轮胎之间的转速差别,以达到监视轮胎气压的目的。间接监测型 TPMS 实际上是依靠计算轮胎滚动半径来对气压进行监测的,属于被动型 TPMS。直接监测型 TPMS 是通过安装在每一个轮胎里的压力传感器来直接测量轮胎的气压,利用无线发射器将压力信号从轮胎内部发送到中央接收器 ECU 模块上,在汽车静止或者行驶过程中对轮胎气压和温度进行实时自动监测,当轮胎气压太低或漏气时,系统会自动报警。图 1-11 所示是直接监测型 TPMS 系统的组成。

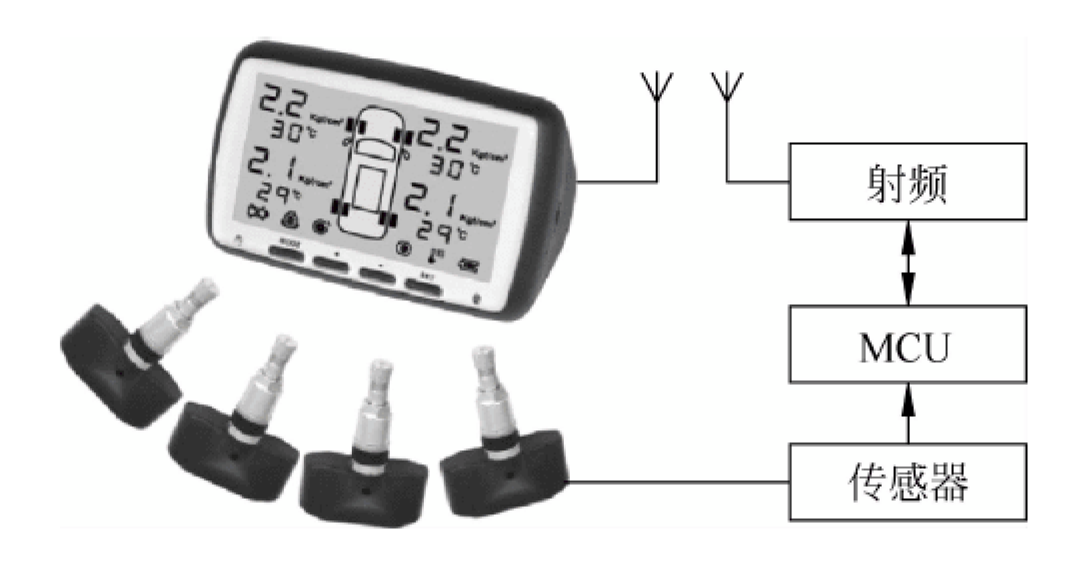


图 1-11 直接监测型 TPMS 系统组成

还有一种复合式 TPMS 兼有上述两种系统的优点,它在两个互相成对角的轮胎内装备直接监测传感器,并装备一个四轮间接监测系统。与全部使用直接监测系统相比,这种复合式 TPMS 可以降低成本,克服单纯间接监测系统不能检测出多个轮胎同时出现气压过低的缺点。复合式 TPMS 以单片机(micro controller unit, MCU)为控制器,利用安装在轮胎里的压力和温度传感器来直接测量轮胎气压,采集的温度和压力数据需要通过一种无线方式发送和接收,而且该发送电路要安装在轮胎内部,因而在 TPMS 传感器电路设计时,要考虑电子元器件的耐高温性能。

随着智能监测和微电子技术的进步,汽车供应商力求在不增加成本和复杂性的前提下,把各种电子传感器装入从座椅到轮胎等各种部件中,设法开发具有智能监测能力的零部件。

轮胎制造商也正在研发智能型 TPMS，并将具有这种智能型 TPMS 的轮胎称为智能轮胎(smart tire)。未来理想的智能轮胎能探测出结冰路面后变软，使轮胎附着性和牵引力变好，或者探测出路面潮湿后改变胎面花纹，以防止打滑。当然，能做到自动改变轮胎软硬或胎面花纹结构，可能还需要很长一段时间，但已经启蒙的智能轮胎技术为车辆安全带来了无限期望。智能轮胎技术已经引起轮胎工业界的重视，用于轿车、轻型载货车和客运车辆的智能轮胎已经着手研发，并且当智能轮胎开始漏气时，智能系统能对驾驶人和制造商同时发出警报信号，制造商可以把距离车辆最近的修理厂地址通过车联网(internet of vehicles)系统播报给驾驶人，而驾驶人则可以继续安全地使用具有零压续跑能力的 RFT 系统缓行而去。

具有 TPMS 的智能轮胎能把轮胎的压力、温度和转速(车速)信号输入 ECU 中。轮胎压力监测的方法是当压力到达正常值的 85%时，在仪表盘上显示出警告信息，此时驾驶速度不要超过 120km/h；到正常值的 60%时，不要超过 80km/h；到正常值的 40%时，不要超过 40km/h；当气压低于正常值的 30%时，必须停车。而当轮胎的温度达到 85℃时，推荐车速不要超过 240km/h；温度达到 90℃时，车速不要超过 160km/h；温度达到 95℃时，最大车速必须低于 80km/h；温度达到 100℃时，建议停车。图 1-12 所示是轮胎压力监测 ECU 及输入、输出信号。

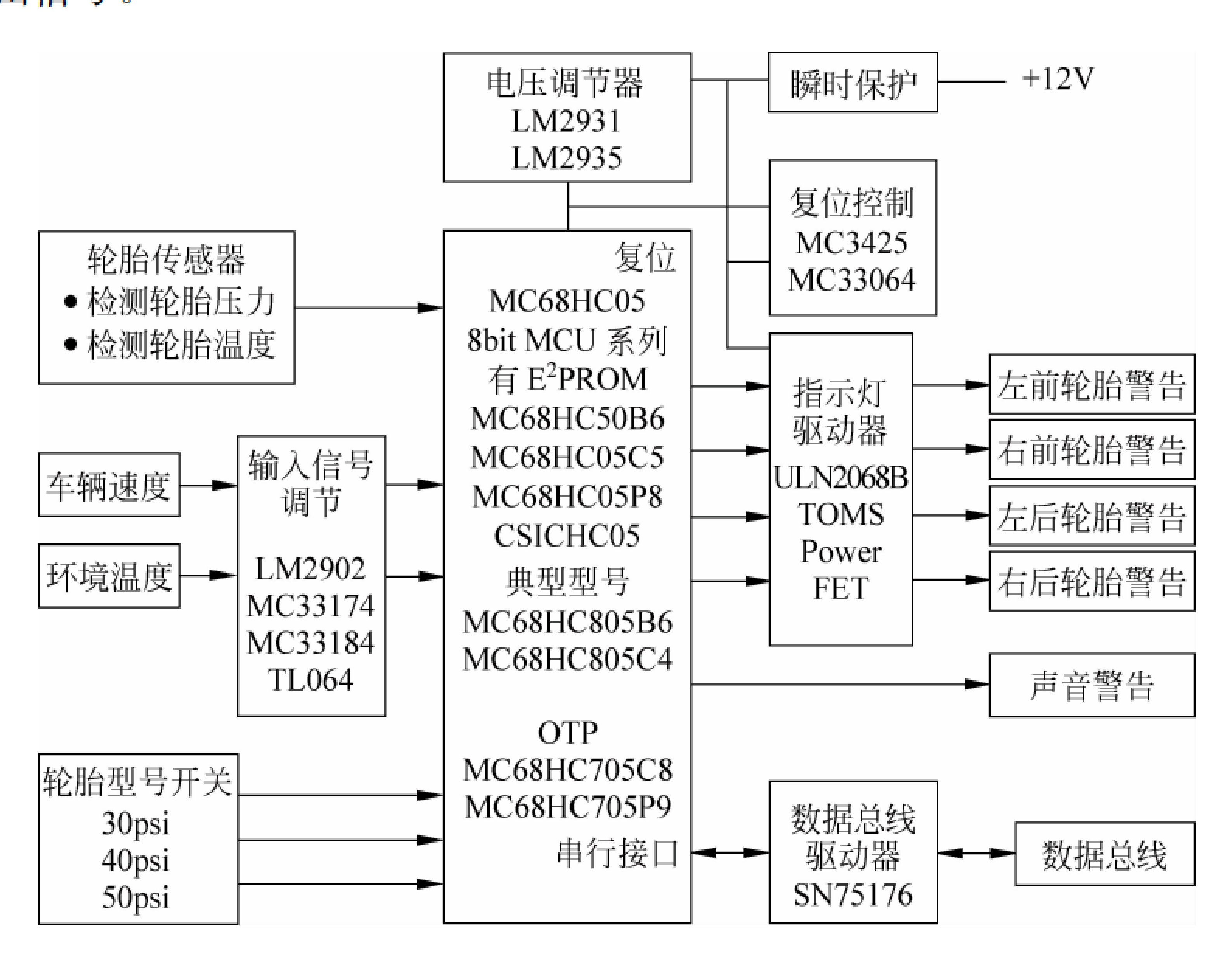


图 1-12　轮胎压力监测 ECU 及输入、输出信号

在欧美等国的原厂乘用车已经开始原配 TPMS 装置，并直接集成在 ECU 里，显示在中控台仪表盘中间。目前已安装 TPMS 的有奥迪、宝马、奔驰、法拉利、保时捷和大众等的部分车型，可以说 TPMS 现在还属于比较高端的产品，离大众化和普及化还有一定距离。在北美的胎压监测规定中，明确要求 TPMS 必须在轮胎出现异常 2min 内反应，报警提示车主。并且规定中还特别说明：TPMS 显示器在未接收到轮胎中胎压监测传感器装置信号，或者接收不稳定时必须报警提示车主。

美国高速公路交通安全委员会规定：在轮胎胎压低于标准值的 75%时，TPMS 必须报警提示车主，而轮胎厂商数据显示为轮胎气压降低标准值的 30%时需报警提示车主。由此

可见，当轮胎气压降低车型铭牌上的气压标准值的25％～30％之间，行车都是安全的。但是，与标准气压相比，轮胎气压提高25％，轮胎寿命将会降低25％；气压降低25％，寿命大约降低30％。但是，充气不足状态下胎压每下降1psi将使油耗增加1％（固特异数据），也有研究表明车辆缺气行驶将多消耗3.3％的燃油，通过TPMS数据可以时刻了解轮胎气压状况，有助于减少车辆轮胎欠压而造成的油耗增加。

2000年11月，美国政府签署批准了国会关于修改联邦运输法规的提案，要求2003年后所有出厂的车辆都需把TPMS作为标准配置。2003年通过立法程序，推出了FMVSS 138强制性法规，要求从2007年8月起在美国销售的所有乘用车和轻型卡车必须安装TPMS。2008年，欧盟也颁布了相应的ECE R64法规，规定从2012年11月起，所有欧盟认证的乘用车都必须安装TPMS。韩国法规要求3.5t以下的乘用车，2013年1月1日起新车型强制安装TPMS，到2014年6月30日起所有车型强制安装。我国台湾地区也推出相关法规规定，自2013年11月1日起M1类和N1类新车型强制安装TPMS。中国是汽车消费大国，TPMS的需求是一个新兴产业正在兴起，在TPMS方面的研究也已经起步，但相关法规尚未建立颁布实施。2007年7月，中国成立了起草工作组专门着手TPMS标准起草工作。2011年1月14日，中国发布了推荐性国家标准《基于胎压监测模块的汽车轮胎气压监测系统》（GB/T 26149—2010），并于2011年7月1日实施。该标准反映了当时中国产品的技术能力和水平，如上海大众某高端车型标配了符合标准的、独立研发的自主品牌TPMS系统，并成功地通过了德国大众严格的整车认证。目前，我国越来越多的车型、特别是中高端车型已经开始或计划安装TPMS，很多主机厂都进行了技术储备或预留符合标准的接口。

但是，GB/T 26149—2010是一个推荐性标准，企业自愿采用，对产品的质量和安装使用缺少约束力，致使目前产品的使用情况总体比较混乱，某些车厂为增加卖点都宣称装有TPMS，但实际上出于成本考虑根本未达标准规定，消费者却很难辨认。2014年2月，国家工业和信息化部装备工业司会同国家标准委工业一部，组织全国汽车标准化技术委员会汽车电子与电磁兼容分技术委员会，在北京召开了“乘用车轮胎气压监测系统强制性国家标准制定技术交流会”。根据技术交流会的有关情况和意见建议，TPMS工作组将加快推进《乘用车轮胎气压监测系统性能要求和试验方法》强制性国家标准的起草工作，尽快按工作计划形成征求意见稿。

纵观中国汽车产业，在所有国产轿车中TPMS配备率仅为5.7％，这一方面与TPMS居高不下的价格有关，另一方面也反映出TPMS产品缺乏实用性和可靠性。现在的TPMS技术还是存在着不少需要完善和改进的地方，在其对轮胎安全的预防作用方面甚至还存在性能的争议。如对于间接监测系统来说，同轴或两个以上轮胎缺气的情况无法显示，车速在100 km/h以上时监测有时容易失效。而对于直接系统，无线信号传输的稳定性和可靠性、传感器的使用寿命、报警提示的准确性（有无误报、错报）以及传感器的耐压性等都是亟待提高的。平时无法显示轮胎的气压值，只有在报警时，才有警示符号的出现，但无法显示具体哪个轮胎出现问题。车辆在静止的状态下和低速行驶时，或在坑洼不平的路面行驶时系统有时会不起作用。换上备胎和雪地轮胎时，或轮胎的转速不同时，容易出现误报现象。

另外，TPMS对爆胎是否具有预测能力也存在争议，且不能起到爆胎保护作用，更不具备防爆胎作用。因此，作者认为若爆胎不可避免要发生时，只有配备了内支撑式RFT的车辆才能确保其行驶安全，有效避免因突然爆胎引起车辆侧滑或翻滚而造成的交通事故。

1.2 内支撑式 RFT 类型及发展

1.2.1 基于特制轮辋型

法国米其林的 PAV 系统是一种典型的基于特制轮辋的内支撑式 RFT,其结构如图 1-13(a)所示,主要特点是轮胎断面最宽点在胎圈处;胎圈内侧直径稍大于或等于轮胎外凸缘直径,以便安装;轮胎胎侧接近垂直,高度只有同规格普通轮胎的 1/2;特制平底轮辋,内置辅助空心橡胶支撑环,起锁定胎圈和跑气支撑作用。1998 年米其林将 PAV 升级为 PAX 系统,并致力于减轻内支撑环的重量。PAX 与 TPMS 配套使用,可及时得知 PAX 处于非常状态的时刻,延长 PAX 的寿命。图 1-13(b)和(c)所示为 PAX 系统在充气和瘪气状态下的示意图。

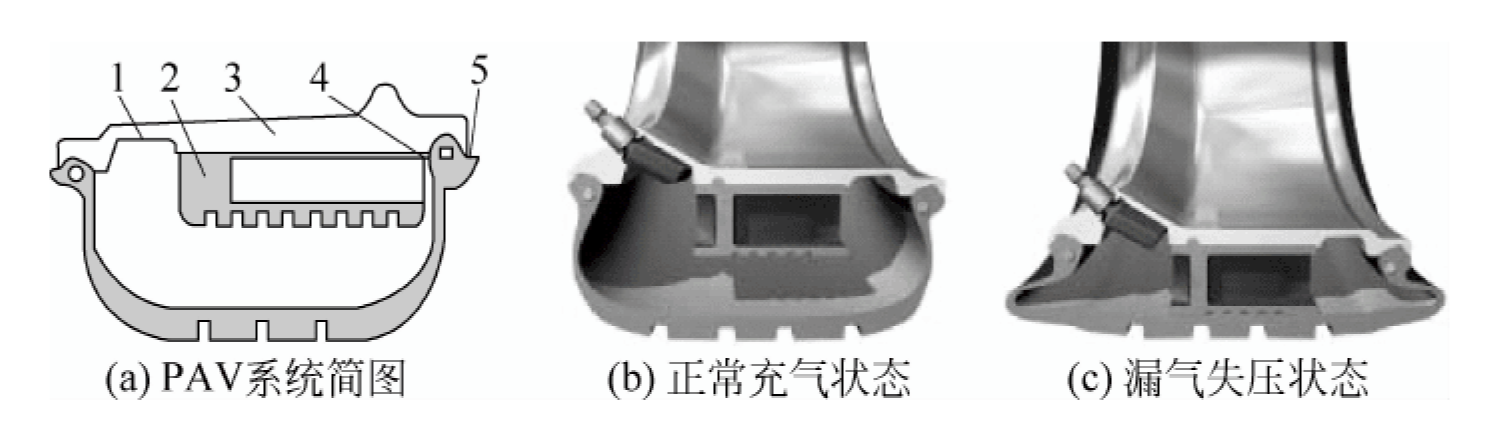


图 1-13 米其林 PAV/PAX 系统

1—轮辋槽;2—支撑件;3—整体轮辋;4—定位圈;5—胎圈

德国大陆公司的 CWS(continental wheel system)基本结构与米其林 PAX 类似,其组成包括补强挠性胎圈、钢丝补强橡胶支撑环(conti supporting ring,CSR)、特制轮辋和 TPMS。意大利倍耐力公司的 EMI 是一种整体组合膨胀泡沫内支撑轮胎,其基本结构是在胎腔内预置经特殊工艺制成的丁基橡胶泡沫环。正常气压下,内压力将泡沫环压向轮辋,减少应力集中、调节轮辋惯性。一旦轮胎失压,泡沫环立即膨胀,支撑起胎体,达到轮胎充气效果。由于这种 RFT 要求必须配备非标准轮辋,所以设计制造成本较高,购买投入较大。

1.2.2 基于标准轮辋型

英国 Tyron 固定双块式支撑辊(roller)如图 1-14(a)所示,采用了两个分体直接由螺栓、螺母等紧固在标准深槽型轮辋上的结构形式,安装方便。旋转双块式内支撑辊如图 1-14(b)所示,不同的是其两部分通过螺栓、螺母等连接并紧固在一个开口式滑动带(runner)上,滑动带与轮辋直接接触,被两块支撑辊挤紧。法国 Hutchinson CRF 是为普通深槽轮辋和无内胎轮胎设计的内支撑装置,CRF 能减少轮胎漏气运行的摩擦和温升,可以根据所要求的载荷级别和行驶距离来定做。Hutchinson VFI 是为多体式平底轮辋和无内胎轮胎设计的实心橡胶支撑体,随同轮辋组合安装。轮胎失压后支撑体承受车辆重量,并在任何气压条件下均可锁定轮胎圈固定在轮缘上。Hutchinson TLOM 和 VPPV 也是安装在多体式平底轮辋的轮胎内。其特点是采用了蜂巢结构内支撑,内腔充满一定压力的惰性气体能确保在轮胎漏气零压下增强支撑车重的能力。图 1-15 所示为 Hutchinson 系列 RFT 断面示意图。

Rodgard 是 Hutchinson 工业的美国分部,它生产的 Rodgard 内支撑结构类似于 Tyron 支撑辊结构和原理。Rodgard 的支撑体采用轻质、高弹性聚酯材料制成的双块式内支撑辊



图 1-14　Tyron 双块式辅助支撑辊

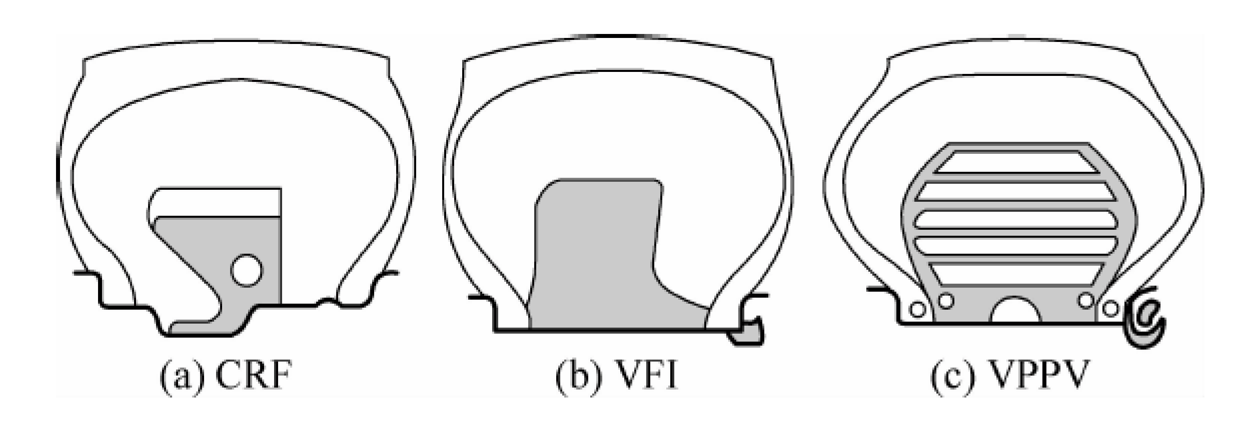


图 1-15　Hutchinson 系列 RFT 断面示意图

和滑动带组合体，适合于深槽型普通标准轮辋使用。Rodgard 支撑体可以配套不同断面轮廓的多种轮胎，主要包括标准轮廓、低断面轮廓和超低断面轮廓三大类型，如图 1-16 所示。

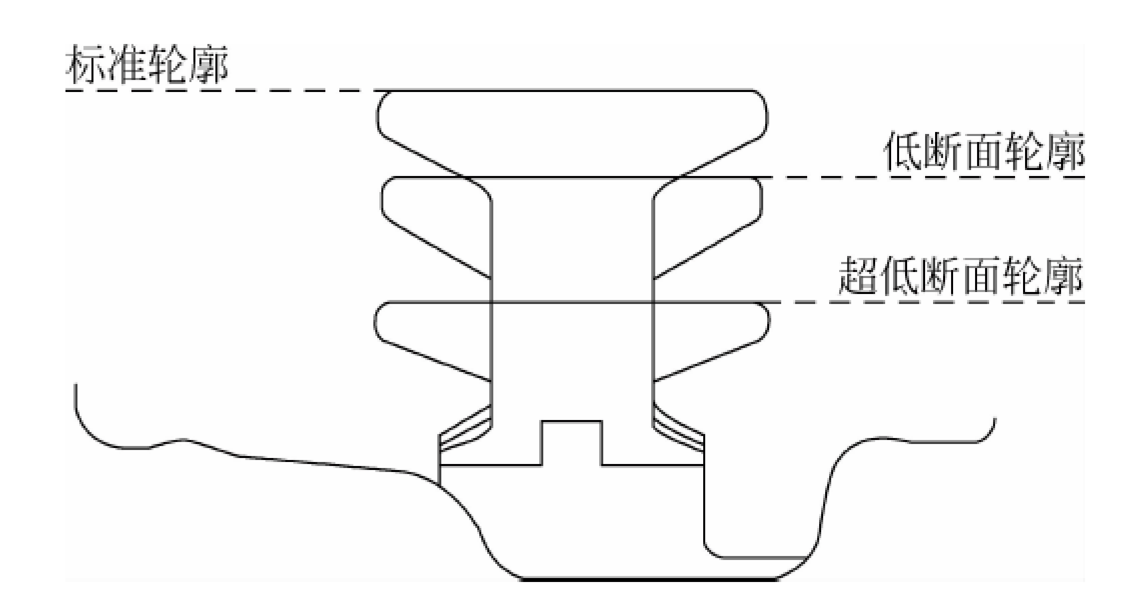


图 1-16　Rodgard 零压续跑轮胎内支撑断面示意图

英国的国际马拉松零压续跑轮胎内支撑(runflat international marathon inserts)是典型的三块式内支撑辊组合结构，没有紧贴轮辋的滑动带，支撑辊与普通深槽型轮辋的中间凹槽定制设计，采用螺栓紧固安装。内支撑采用具有自润滑性能的防弹材料制造，应用于 VIP 轿车、军车、越野车和特种卡车等车辆。图 1-17 所示为国际马拉松零压续跑轮胎的内支撑结构及防弹性能。

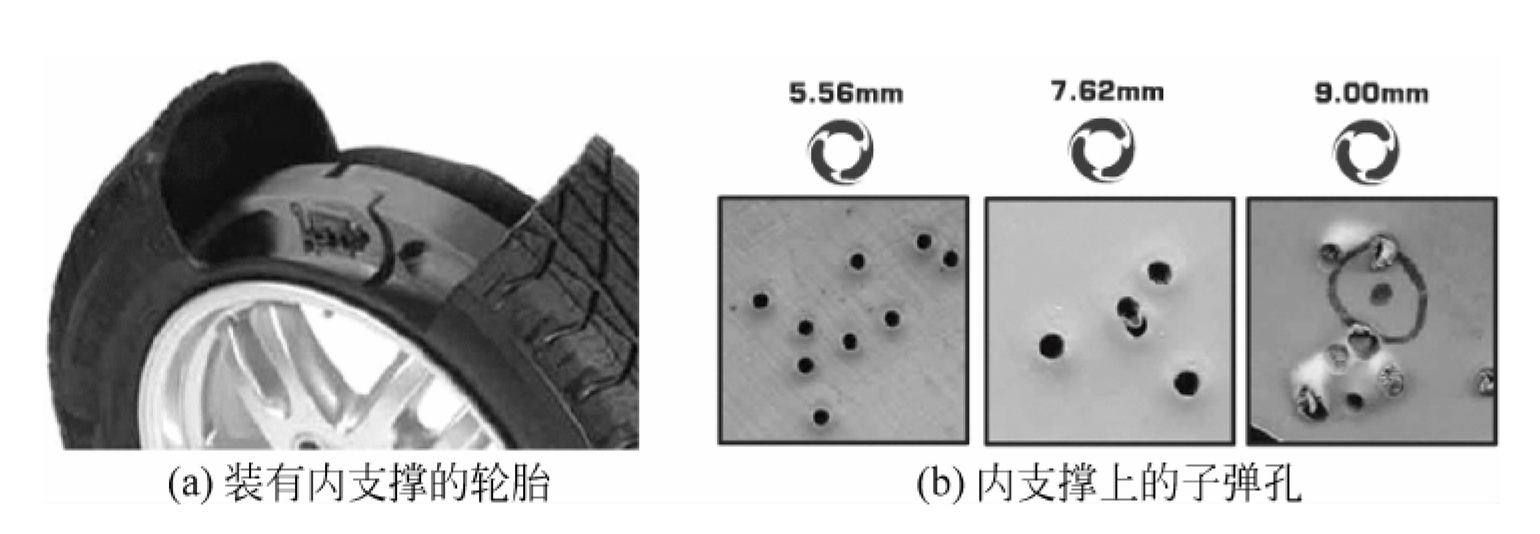


图 1-17　国际马松零压续跑轮胎内支撑结构及防弹性能

1.2.3 基于标准轮辋综合型

美国固特异轮胎橡胶公司的Engle EMT(extended mobility tire)装在普通轮辋上，1987年在纽约车展上推出首批EMT，轮胎内部除有某个部件经过加厚处理之外，胎侧厚度为传统轮胎的6倍，还配置了内支撑环等辅助支撑部件。因不必和特制轮辋配套，具有更强的市场竞争力。固特异采取改进胎体骨架材料的技术，进行产品轻量化改造，规格为P295/35ZR18的Eagle F1 GS-D EMT轮胎被称为新型轻量化零压续跑轮胎。EMT已有适配小轿车、越野车和多用途运动车的8种规格型号，1992年EMT被选为1994年款豪华轿车的推荐配件和1995年款豪华轿车的原装配件，固特异因此而成为世界首家轿车安全轮胎配套供应商，EMT价格比普通轮胎高10%～15%。

1.2.4 国内外RFT研究进展

国际著名轮胎公司米其林和固特异非常注重这一技术的研究和开发，在2000年6月，两公司宣告成立各占50%技术份额的合资机构，互相分享RFT研究成果，共同完善现有技术。2004年2月，日本普利司通和德国大陆也签署了开发自体支撑安全轮胎的技术协议，与内支撑式RFT形成了技术竞争。世界其他轮胎制造商也开始多方谋求与他人合作，有的已经加入发展安全轮胎的行列。致力于基于标准轮辋和轮胎的内支撑式RFT的英国Tyron、法国Hutchinson、美国Rodgard(Hutchinson的美国分部)和英国Runflat International Ltd.等各自在军事车辆、VIP轿车、越野车、特种越野车辆等发展自己的市场，并显现出巨大的优势。在欧洲和北美等已经有内支撑式RFT技术专利，以当前的发展速度预测，在不久的将来，安全轮胎产品有望取代普通轮胎。

中国自行研制安全轮胎开始于20世纪中叶，中橡集团曙光橡胶工业研究设计院、沈阳三橡轮胎有限公司是中国最早涉足安全轮胎研究领域的企业。中橡集团曙光橡胶工业研究设计院在20世纪70年代就曾开发内支撑型安全轮胎。沈阳三橡轮胎有限责任公司(原沈阳第三橡胶厂)在20世纪60年代中期研制出我国第一条内胎式安全防护轮胎。目前该厂安全轮胎有内胎自封式、自体支撑式和内支撑式三大类共20多个规格，其中内支撑式又有支架式和海绵式两种，既有适用于普通轮辋的品种，也有适用于特制轮辋的品种。

近几年来，随着中国乘用轿车的快速发展，更多的安全轮胎企业应运而生。如上海天衣轮胎有限公司、北京启润世纪科技发展有限公司、济南金栋轮胎有限责任公司、河北令德轮胎科技有限公司等，这些企业大都研制出无内胎子午线轮胎的“免补技术”，其实质是属于自密封型安全轮胎类型。据媒体报道，2011年福建密斯盾轮胎安全装置科技有限公司研制出一种主动式安全防护装置，并成功进行了道路爆胎试验，其产品属于内支撑式RFT类型，该公司制定的产品标准已通过福建省质量监督局的备案。

综上所述，中国在安全轮胎研发方面已经有了一些技术储备和相关产品，但是同国际先进水平相比还具有一定差距，仍有很大发展潜力和空间。另外，日本、美国等的轮胎公司非常看好中国的安全轮胎市场，并在中国申请了一系列技术专利，这对国内研究者也形成了一定的技术壁垒。选择内支撑式RFT类型作系统研究，分析其技术关键和技术难点进行技术攻关，打破RFT国外的技术壁垒，开发具有自主知识产权的RFT产品，推进该项技术向更多车辆移植应用，将具有十分重要的实际意义。

吉林大学地面机械仿生技术教育部重点实验室(工程仿生教育部重点实验室)于2004年立项("985工程"资助),开始着手对内支撑式RFT作系统研究。作者作为项目主研人在RFT零压滚动机理、内支撑设计计算方法等方面做了一系列探索,并初步开展了RFT性能试验研究。随后,在吉林大学工程仿生教育部重点实验室开放基金、中国博士后科学基金等项目资助下,分别借助河北农业大学机电工程学院(长城汽车学院)、清华大学汽车安全与节能国家重点实验室等单位的科研条件支持,继续对RFT内支撑几何结构和安全性能作深入研究,形成了比较完善的RFT设计理论和方法。

近几年来,哈尔滨工程大学也开始关注内支撑式RFT相关技术,对内支撑结构和性能做了仿真分析预测,但其内支撑采用铝合金材料的可行性尚需进一步探讨,也未见对内支撑进行试制加工和试验验证。因此,我国安全轮胎研究任务仍然任重而道远,本书内容旨在抛砖引玉,以引起国内同行的重视,共同为安全轮胎技术,尤其是提高RFT爆胎续行能力添砖加瓦,为我国车辆道路交通安全做出贡献。

1.3 安全轮胎设计方法

1.3.1 RFT设计技术关键

内支撑式RFT是安全轮胎在发展转化中逐渐被确定下来并形成的一种技术类型。如法国Hutchinson系列产品大多用在军车上。英国Runflat Marathon Inserts则广泛与警车、VIP轿车、SUV、军车等车辆配套设计。发达国家的安全轮胎生产厂家对各自设计制造的RFT技术实行严格的保密制度,这使得我国只能采取自主研究开发,或采取合资建厂,或花费巨额资金引进国外技术,而自主研究开发是我国应该选择的一个重要途径,即使合资或引进,也需要消化吸收再创新,这符合我国科技发展战略。为标准轮辋和轮胎配备内支撑,设计制造成本较低,支撑体承重能力较强,爆胎后续跑距离较远,发展前景看好,可以作为主要研究对象。

结构、尺寸和材料是RFT内支撑设计的三大技术关键。尤其是基于一件式深槽轮辋的内支撑设计,轮辋和轮胎的结构制约着内支撑的装配和尺寸。由于没有系统完善的设计理论,缺少参数计算的数学模型,设计方法多基于传统经验。如何基于一件式深槽轮辋选择合适的内支撑参数,如何确定其合理的装卡机构,如何降低内支撑质量而不影响其结构强度等许多问题,至今没有系统的理论指导和完善的方法体系,在很大程度上制约着这一技术向更多车辆的移植和应用。因此,RFT的研究应从以下几个方面入手。

第一,从理论和系统的高度入手,瞄准内支撑设计的技术关键和技术难点进行研究。车辆地面力学理论、传统轮胎设计理论和轮胎力学等理论已经得到系统发展,内支撑式RFT由于与轮胎和地面都有着密切的关系,可以借鉴这些已经成熟的学科理论,建立RFT零压续跑轮胎模型,探讨和研究RFT的零压行走能力,分析RFT失去续跑能力的原因,寻找内支撑设计的理论依据。

第二,在内支撑设计技术关键方面,建立内支撑参数选择的数学模型。分析内支撑设计的相关因素,明确内支撑的结构形式和参数选择的尺寸计算依据,确定内支撑参数如高度和宽度的关键尺寸之最佳取值范围,最好能够获得一套统一的、具有代表意义的数学描述或参

数表达，以便于直接实施内支撑结构参数计算。

第三，在设计方法上要充分利用现代数字化设计手段。如对 RFT 内支撑设计利用三维 CAD 技术，基于标准轮辋和轮胎进行内支撑装配关联设计，建立安全轮胎装配数字样机，基于 RFT 数字化模型进行有限元结构分析和形状参数优化等，以解决其轻量化、抗冲击、耐高温、提高寿命等关键技术问题。

第四，在内支撑材料性能方面，可优先选择现有材料，针对内支撑工作环境作性能研究。基于现有材料性能，采用先进技术开发内支撑体专用复合材料，并通过化学改性技术提高复合材料的力学性能、耐热性和耐久性等。

第五，在性能试验方面，基于现有条件首先进行台架试验，寻找基本规律或参数，完善初步理论研究和设计建模。然后基于基础研究采用仿真和试验相结合的方式进一步扩展，形成系统研究方法。进一步试制 RFT 轮胎样品进行车辆路试，采用人工爆胎方式检验其爆胎安全性能和零压续行能力。

1.3.2 RFT 内支撑设计流程

安全轮胎设计过程分为综合分析和设计分析两大阶段，RFT 内支撑设计流程如图 1-18 所示。

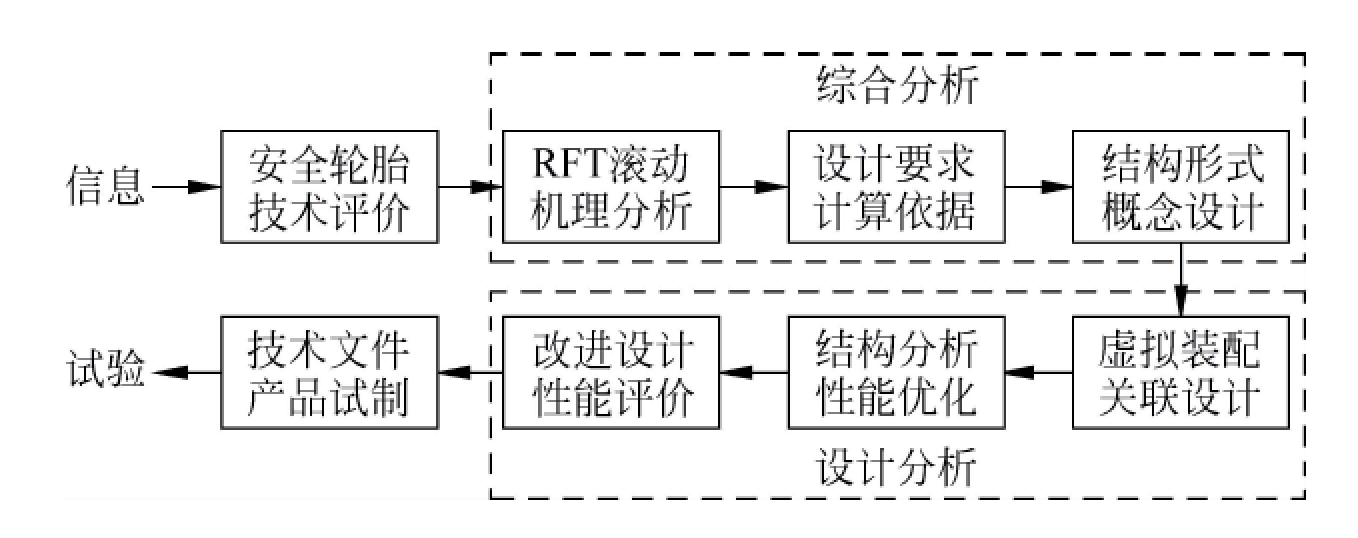


图 1-18 RFT 内支撑设计流程

安全轮胎技术评价主要是对安全轮胎技术信息进行整理和归纳，划分技术类别，筛选研究的安全轮胎类型和具体研究对象——RFT 的轮辋、轮胎和内支撑，分析存在的不足和设计的关键，选定设计方法等。本章内容已经完成安全轮胎技术评价工作，为实施 RFT 综合分析和设计分析提供了基础准备。

对筛选出的安全轮胎类型进行规范定义和功能细化，进行机理分析和研究，建立轮胎理论模型，为内支撑设计提供理论依据。提出具体设计原则和设计要求，分析内支撑结构设计和参数选择的主要依据，建立尺寸计算的数学模型。根据数学模型选定标准轮辋和轮胎实施工程参数的求解计算和概念确认，获得基于具体轮辋和轮胎的内支撑尺寸取值范围。综合阶段确定的内支撑概念尺寸应该具备设计要求的工作原理和基本功能。

对已明确的设计目标进行三维数字化建模，确定基于标准轮辋和轮胎的内支撑初步布局和结构尺寸，描述出 RFT 各零部件之间的内在约束和联系。对初步设计的结构进行性能分析与结构优化，主要是通过有限元方法进行内支撑三维结构强度预测分析，找到初始设计中的不足之处。根据预测分析结果对内支撑三维形状进行拓扑优化，以获得其强度较高、质量较轻的结构形式。然后基于该结果进行细化性能分析和改进设计，即通过三维结构有限元分析评价内支撑具体结构特征对整体强度和安全性能的综合影响，以进一步改进设计结

果。对基本确定的内支撑结构进行精确强度预测和多工况、多载荷性能分析，如内支撑滑动安全性、振动安全性、不同车辆速度下的安全性等。考虑零压高温环境对内支撑性能的影响，进行内支撑稳态温度场分析并实施改进，对改进结果进行热-结构耦合分析，对比和评价改进的效果。设计分析阶段的结果应该是可以用于内支撑实际产品加工试制的三维数字样机原型。

对于三维数字样机原型进行设计输出，产生工程技术文档，主要包括零件图样、装配图样、明细表、技术要求、装配说明、工艺技术文件等内容。根据工程技术文档加工试制内支撑零件，并进行内支撑物理产品性能试验，以验证设计理论、数学模型是否正确，验证设计方法是否可行，设计产品是否达到设计要求。

RFT 整个研究和设计工作量比例关系可以用图 1-19 所示的三角分布图表示。该分配方案是指完成 RFT 完整产品设计的必备关系。可见，理论研究和数据准备将占整个轮胎研发计划的 60%工作量。当基本的 RFT 样机产品研制成功后，更为广泛和长时间的 RFT 车辆应用研究和道路试验等不包括其中。

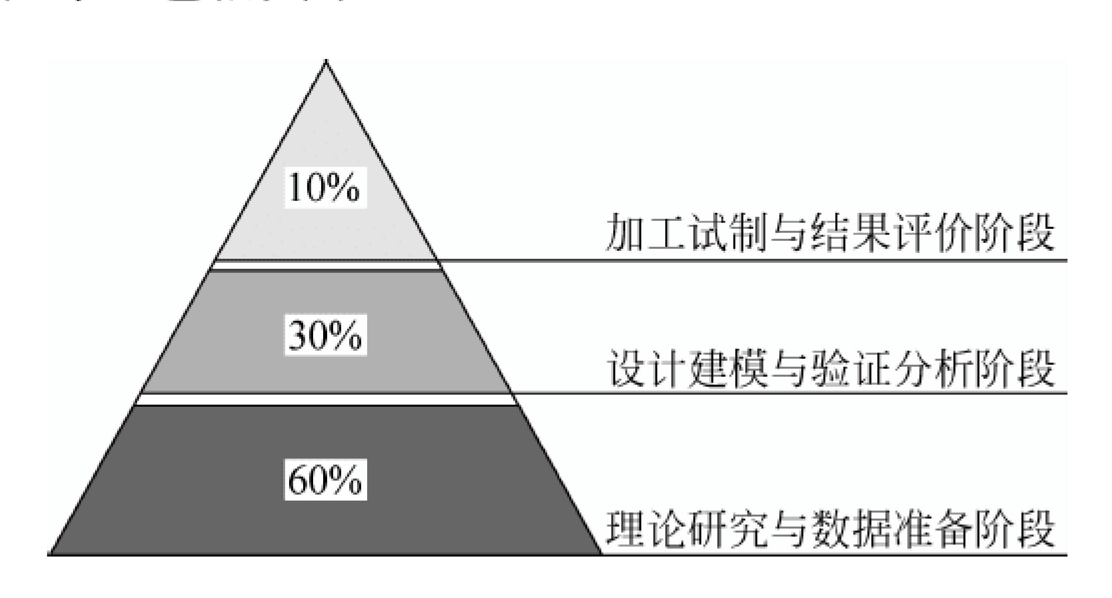


图 1-19 RFT 设计过程中各部分工作比例分配

1.3.3 设计与分析软件简介

1. 三维 CAD 软件 AIP

20 世纪 90 年代以来，基于三维 CAD 实体建模技术的科学可视化(scientific visualization，SV)思想得到发展，使 CAD 系统的功能不断完善和升级，逐渐集成有限元分析、运动学与动力学仿真等功能，赋予了 CAD 更加广泛的意义，并逐步发展成为数字样机建模与仿真的核心技术。现代三维 CAD 系统在几何模型控制能力上实现了尺寸驱动、关系驱动和知识驱动三个台阶的进展，以基于自然方式的人性化设计模式，建立产品全生命周期的数字样机模型，并且通过对产品的功能仿真寻求其最优化设计，自动地、实时地反映到数字样机中，实现数据关联更新。基于三维 CAD 的数字样机技术使原来的静态世界变为一个开放的环境，设计者更能充分发挥设计能力。

利用三维 CAD 系统构建包括轮辋和轮胎在内的 RFT 数字化模型，对整体结构进行概念设计、详细结构设计、工程数据分析、形状参数优化等研究设计工作的条件已经具备。通用三维 CAD 系统如 CREO(原 Pro/E)、UG、CATIA、AIP、SolidWorks、CAXA 等，均可作为 RFT 设计建模的工具，本书采用三维 CAD 软件 AIP(Autodesk Inventor Professional)完成 RFT 结构设计与初步分析工作。

美国 Autodesk 公司于 1999 年推出的包含 17 项核心专利技术的 Inventor 以自适应设计技术而著称。该软件建立在 Autodesk Shape Manager 算法核心和三维实体造型引擎

ACIS 基础之上，提供了基于特征的参数化建模技术，以最简便的方式来增强零件和数字样机的真实感，从而最大限度地满足设计人员的创意和发挥。Inventor 秉承参数化和变量化技术的发展方向，提出自适应设计技术，实现了产品概念设计、几何建模、工程分析、虚拟装配、运动仿真、工程图和技术文件生成等全面设计过程的数据共享和数据关联，其简洁的用户界面和方便的操作模式，使 Inventor 成为目前机械类产品三维设计软件中最人性化的模拟表达工具之一。AIP(Autodesk Inventor Professional)是 Inventor 的专业版，提供了一系列更为深化的几何建模和性能模拟技术，其功能组成如图 1-20 所示。

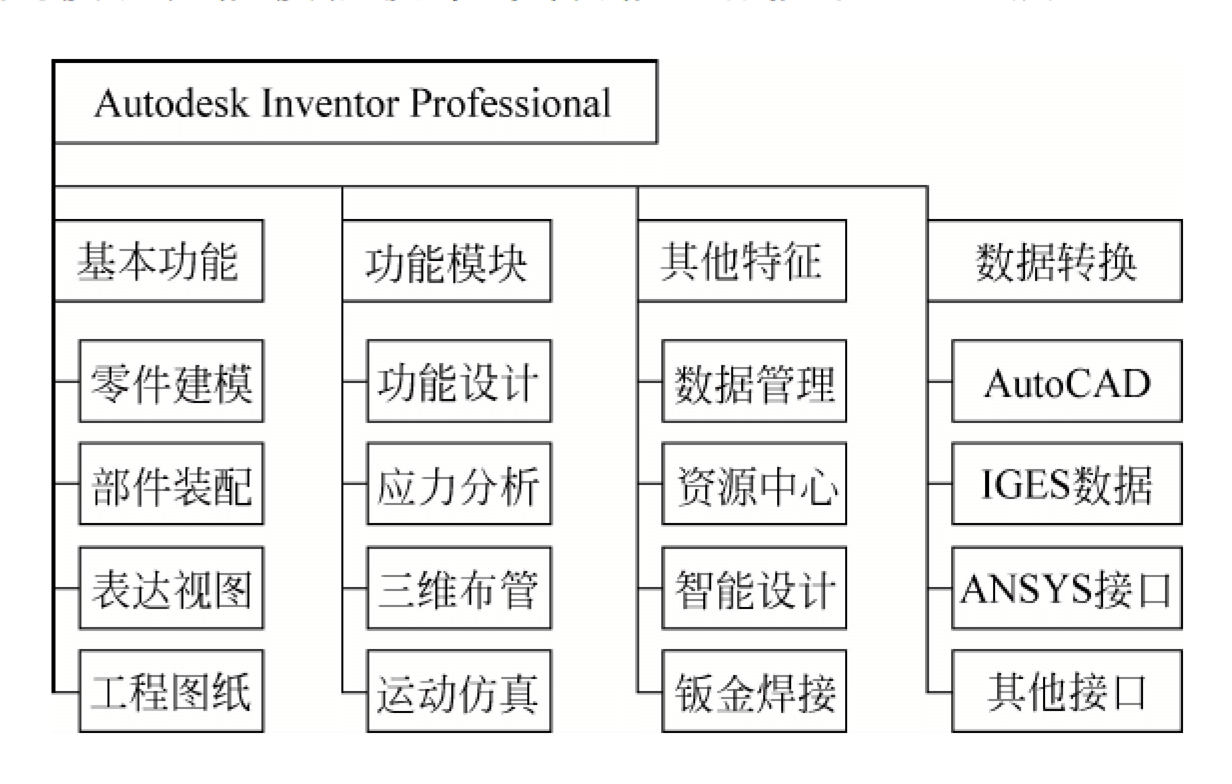


图 1-20　AIP 软件功能构成

AIP 具备良好的三维建模能力和设计表达能力，涵盖了草图设计、零件设计、装配设计、视图表达、模具设计、钣金设计、焊接设计、工程图设计等全过程，还包括专业模块运动仿真、结构性分析、应力分析、三维布管/线、集成渲染、资源中心(标准件)、基于知识的零部件生成器等。

另外，AIP 提供了强大的数据转换功能，尤其是与 AutoCAD 协作与信息共享，可以输入输出行业标准的 DWG 文件。这些功能能够帮助用户在较短时间内创建和验证完整的数字样机以减少物理样机的投入，并在数字样机流程中获得极大的优势，更快速地将新产品推向市场。

2. 协同 FEA 软件 AWE

有限单元法(finite element method)以数值理论计算代替了传统的经验类比设计，使产品设计模型及其性能计算方法产生了深刻的变化。随着有限单元法在工业应用领域广度和深度的不断发展，它在提高产品设计质量、缩短开发周期、节约开发成本等方面发挥了越来越重要的作用。目前，在许多产品开发中，有限元分析的对象已由单一的零部件分析扩展到系统级的装配体，如飞机、汽车等整机的仿真。同时，其分析的领域已不再仅仅局限于结构力学，已涉及流体力学、热力学、电磁学、多场耦合等更加丰富的物理空间。

有限元分析(finite element analysis，FEA)软件是有限单元法 CAE 理论和工程应用之间的桥梁，其核心模块主要包括前置处理模块、求解计算模块和后置处理模块三个部分。目前，常见通用有限元分析软件主要有 ANSYS、ABAQUS、Algor、MSC. Nastran、Hypermesh、LMS-Samtech、FEPG 等，通用软件在轮胎结构设计中均有应用，但因为轮胎结构和材料的复杂性，很多轮胎性能研究者研发出更为专用的有限元程序解决轮胎力学、材料、热学等性能方面的问题。本书实例采用了 ANSYS 软件的协同仿真环境 AWE(ANSYS Workbench

Environmen)完成 RFT 内支撑的分析和优化工作。

ANSYS 是国际上著名的通用有限元分析软件之一，广泛应用于核工业、航空航天、机械电子、土木工程、生物医学、汽车、交通、铁道、造船、能源、轻工、地矿、水利等诸多领域。在工程问题的静力学和动力学、流体力学、热力学(温度场)、电磁场、多场耦合分析等诸多方面优势显著。设计人员参与 CAE 已经成为必然，设计人员在设计初期对设计进行初步校验可显著提高设计效率。AWE 是 ANSYS 公司于 2002 年开发的新一代产品研发平台，它继承了经典平台 ANSYS Classic 在有限元分析上的所有功能，提供双向互动的 CAD 接口可读入 Pro/E、UG、CATIA、SolidWorks、Solid Edge、Inventor 等格式文件，快速生成 CAE 模型，实现了集产品设计、仿真和优化功能于一身，便于设计人员参与 CAE 工作。ANSYS 基于设计集成和分析集成建立的 Workbench 协同设计与分析仿真环境如图 1-21 所示。

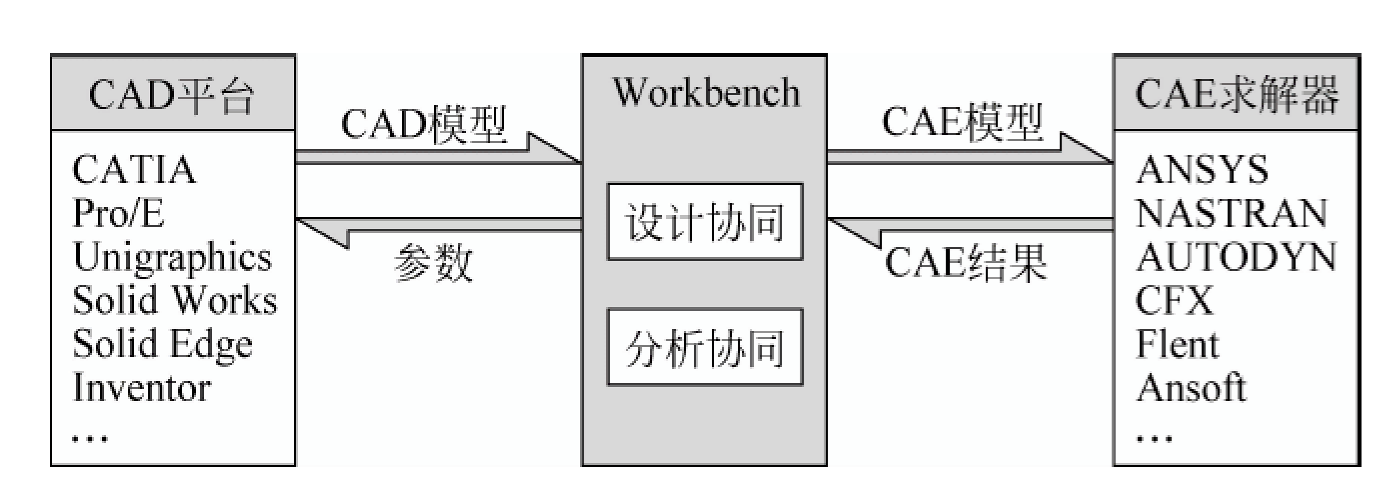


图 1-21 AWE 协同设计与分析仿真环境

AWE 包含 DM(DesignModeler)、DS(DesngnSpace)、DX(DesignXporler)三个模块。DM 是为 ANSYS 优化设计分析而开发的参数化 CAD 系统。DS 可以直接读取 DM 或 CAD 的模型进行 CAE 分析和后处理。分析功能包括静力分析、模态分析、线性和非线性屈曲分析、稳态和瞬态热分析、疲劳分析、结构拓扑优化、谐响应分析、机构分析、结构-热等耦合分析等。优化功能包括将设计数据参数化、一次求解多个方案、多模型对比、多工况对比、与 DX 组合实现多目标优化等。DX 主要是由基于实验设计(DOE)技术的优化工具 DesignXporler 和基于变分(VT)技术的优化工具 DesignXporler VT 组成，可对 CAE 计算结果进行参数化处理，绘制设计空间，快速得到多项指标皆趋向于最好的设计方案。

AWE 的主要特色功能包括以下几个方面：

(1) 装配体自动分析功能。针对航空、汽车电子产品结构复杂、零部件众多的技术特点，AWE 可以识别相邻的零件并自动设置接触关系，从而可节省模型建立的时间。AWE 还提供了许多工具，以方便手动编辑接触表面或为现有的接触指定接触类型。AWE 接口可以与 CAD 系统中的实体及曲面模型双向连接，将 ANSYS 嵌入 CAD 运行环境，具有更高的 CAD 几何导入成功率，不存在模型转换失真的问题。当 CAD 模型变化时，不需对所施加的负载和约束重新定义。AWE 与 CAD 系统的双向相关性，可以实现通过 AWE 的参数管理方便地控制 CAD 模型的参数，从而提高设计效率。通过这一功能，可以对多个设计方案进行分析，自动修改每一个设计方案的几何模型。

(2) 自动网格划分功能。根据有限元分析类型的不同，有很多因素影响分析的精度。传统的专业分析人员花费大量的时间和训练来掌握网格划分技术，手动处理模型以保证分析的精度。而设计人员所关注的是产品本身的功能和结构，而不是有限元方法，因此需要一个可靠的工具来替代传统的工具，尽可能实现自动化。AWE 自动网格生成技术在大型复杂部件(如飞机组装配件等)的网格建立上独具特色。AWE 的自动划分网格功能包括：

①自适应网格划分，对于精度要求高的区域会自动调整网格密度；②自动网格划分，生成形状、特性较好的单元，保证网格的高质量；③自动收敛技术，是自动迭代过程，通过自适应网格划分以使指定的结果达到要求的精度；④自动选择求解器，AWE 根据所求解的问题类型自动选择适合的求解器，自动处理载荷和边界条件。

(3) 多物理场协同分析与定制功能。单个 CAE 软件通常只能解决某个学科专业的问题，导致使用者需要购买一系列由不同公司开发的、具有不同应用领域的软件，并将其组合起来解决实际工程问题，这不但增加了软件的投资，而且很多问题会由于不同软件间无法有效而准确地传递数据而根本不能实现真正的耦合仿真计算。目前，全面的多物理场耦合分析已经成为现代 CAE 软件技术水平的重要标志。图 1-22 所示为 AWE 软件的多物理场耦合分析能力。

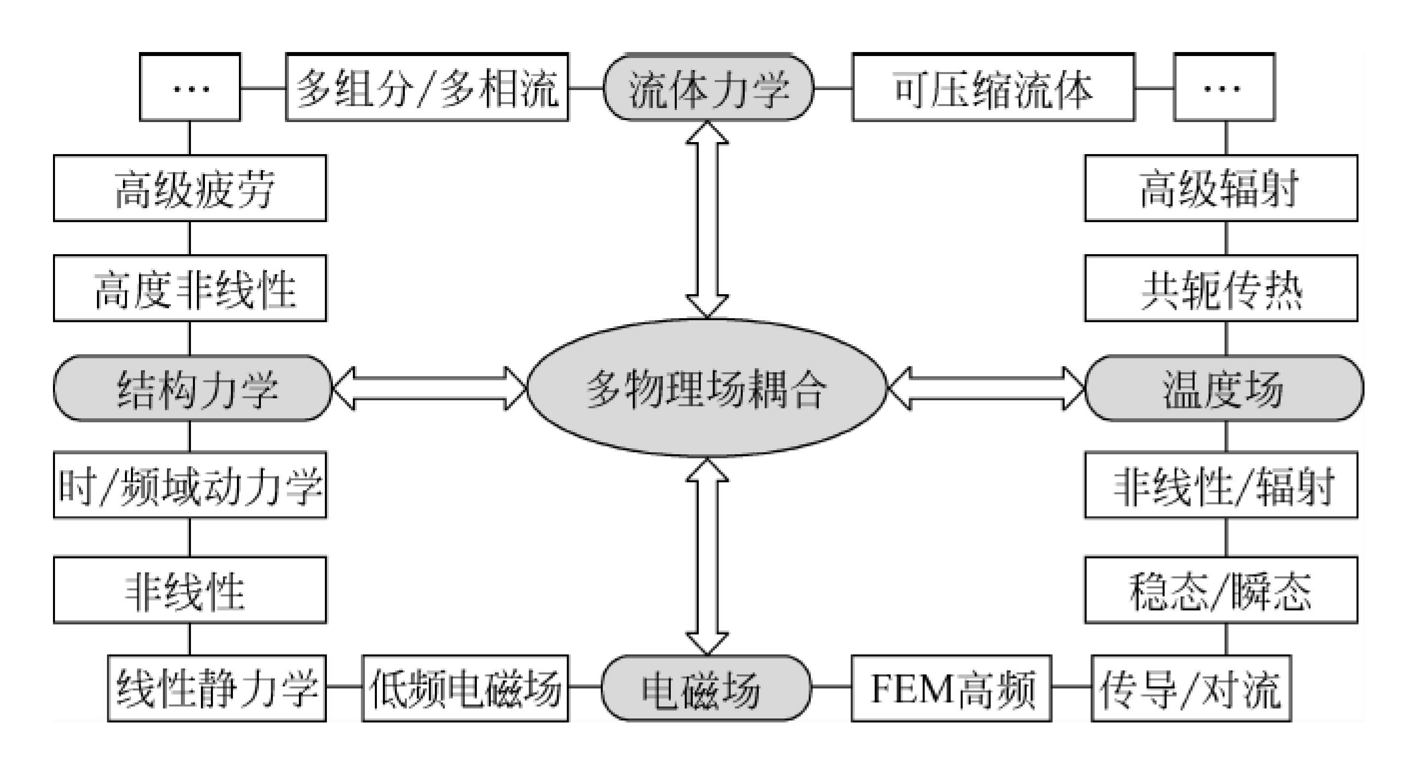


图 1-22　AWE 的多物理场耦合分析能力

(4) 快捷优化工具 DX。仿真分析的目标是优化产品性能，AWE 的 DX 是基于 DSDB 数据库文件的参数优化工具。在 CAD 系统中进行参数化建模，在 AWE 中进行参数分析，并确定感兴趣的参数，在 DX 中进行参数优化。

应用 AIP 和 AWE 两款软件进行 RFT 建模、仿真和优化的基本流程，分别参见本书后续对应章节内容。

第 2 章

安全轮胎零压滚动机理

车辆行驶方向的改变是外力作用的结果，外力包括空气作用力和地面作用力两种，对于车辆来讲，地面作用力比空气作用力更为重要。轮胎作为车辆系统接触地面的唯一媒介，所有地面作用力都是通过它传递给车辆的，轮胎的特性与车辆的运动性能有着密切的关系。在充气轮胎的研究工作中，诸多学者对轮胎接地印迹内的发生过程进行研究，为标准轮胎的设计制造以及车辆动力学研究提供了较完善的理论依据。RFT 在正常气压下行驶时，其性能与标准轮胎基本相同。RFT 在零压续跑行程中，车辆与地面之间的水平方向的力同样是由轮胎接地印迹面内的摩擦力来传递的，此种状态下内支撑参与了地面作用力的传递工作，且承担了大部分车辆在该车轮的垂向载荷。由于内支撑的参与，轮胎接地印迹面和内支撑与轮胎接触面都是高度动态化，即使车辆在理想的水平路面上直线行驶，轮胎胎面每一个单元在印迹面和接触面上停留的时间十分短暂，加之车辆在实际运行时转弯、加速或制动，需要经常调整方向，轮胎胎面单元特性又是各向异性，要想将轮胎接地印迹面内和与内支撑接触面内发生的情况进行分析和描述，比正常气压的充气轮胎与地面的作用情况更加复杂和困难。因此，研究 RFT 零压滚动机理、探讨 RFT 系统设计理论显得十分重要。

2.1 RFT 零压滚动学

2.1.1 RFT 零压滚动学知识体系

滚动接触是车辆地面力学、轮胎力学的核心问题。由于 RFT 已经不是传统意义上的一条轮胎，其零压续跑行程工况更为复杂，传统车辆地面力学理论和有关轮胎设计理论不能为 RFT 内支撑设计提供直接依据，不能利用某一学科的理论和知识对其进行全面分析。同样，传统轮胎设计理论的对象也不是针对内支撑提出的，亦不能为其设计提供直接参考依据。当轮胎爆胎漏气后，内支撑与轮胎内表面接触并参与支持车辆重量与载荷，零压续跑行程的长短表征了安全轮胎零压续跑能力的大小。零压续跑能力的提供者就是内支撑本身，因此内支撑成为在轮胎零压滚动中的核心部件，其性能的优劣直接影响车辆的零压续跑能力。

为了综合协调内支撑设计中的各种因素，使 RFT 各功能元素合理发挥各自功能，完成零压续跑行程的任务，这里提出 RFT 零压滚动学的基本概念，可用图 2-1 所示学科知识结构图加以描述。可以看出，研究 RFT 零压滚动学涉及多个学科知识，主要包括车辆地面力学、轮胎学、轮胎力学、轮胎热力学、车辆系统动力学、机械土壤动力学，还包括土力学、材料

学、仿生学、机械多体动力学、工程热力学、流体动力学、控制工程技术学科等。这些学科之间有知识交叉或内容涵盖，共同构成 RFT 零压滚动学理论及其应用研究的知识根源。而 RFT 零压滚动学理论和应用成果与其他地面机械学科知识一样，将最终为地面机器系统安全运行服务，尤其是车辆道路交通安全。

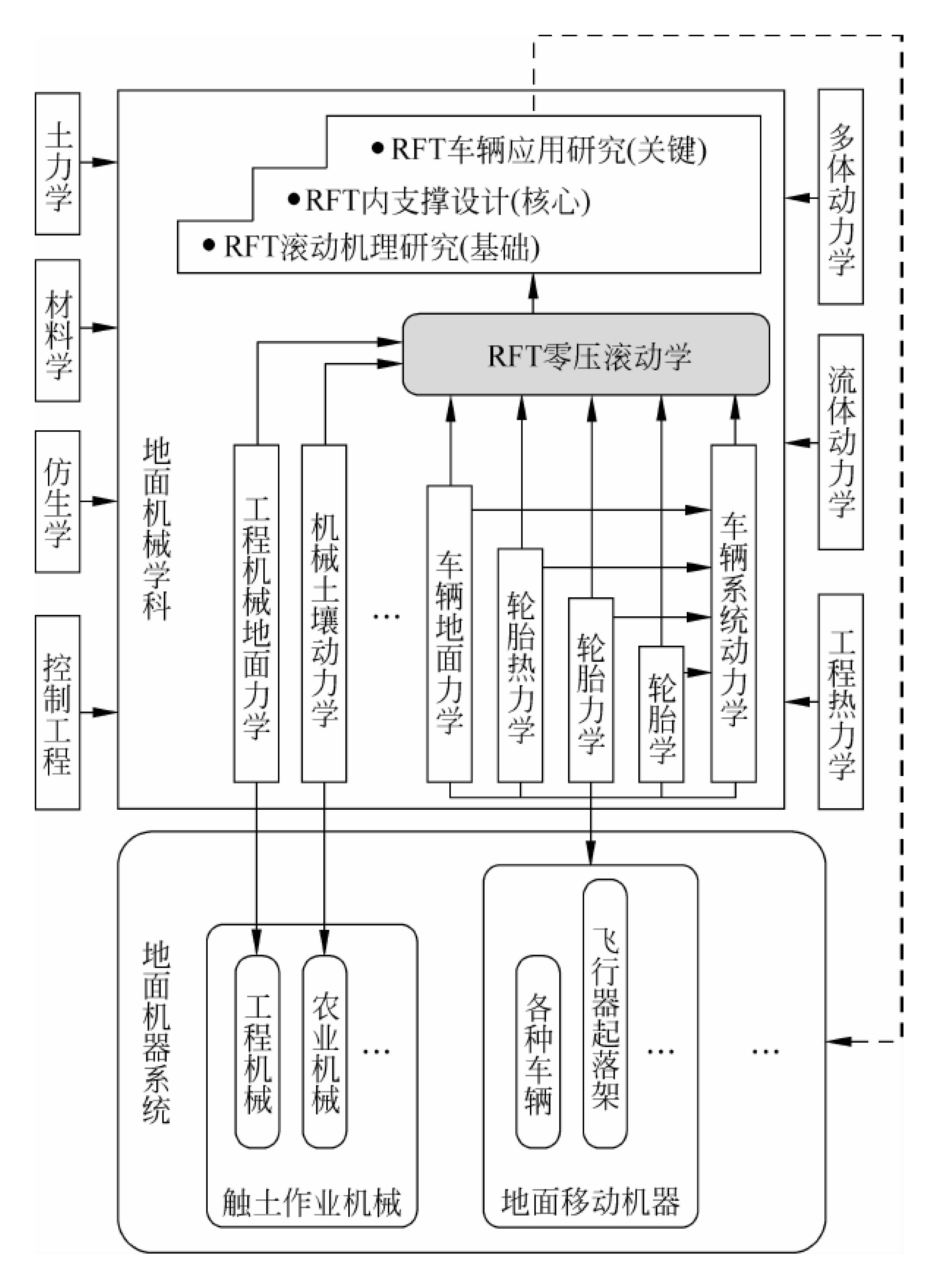


图 2-1 RFT 零压滚动学知识结构示意图

车辆地面力学(vehicle-terramechanics)是针对车辆与各种地面(刚性路面和松软地面)之间的作用机理研究，侧重车辆与地面的力学关系。该学科的发展曾得益于土力学理论在车辆机动性问题的移植应用，其目的是解决车辆能更好地“行走”。国际地面车辆系统学会(International Society for Terrain Vehicle Systems，ISTVS)于 1962 年创办了以“地面力学”命名的学术期刊(Journal of Terramechanics)，专门作为机器(车辆和土壤作业机械)与地面及其几何障碍相互作用的学术探讨空间。我国在 20 世纪 50 年代末希望实现农业机械化的需求，在农机科研部门首先开展了该学科的研究，不但包括车辆与地面的相互作用问题，还包括触土作业机械的切、翻、碎土的力学问题。

轮胎力学和轮胎学是同时形成和发展的两个学科。其中轮胎力学主要是研究轮胎力学特性，内容主要包括轮胎的纵滑特性、侧偏特性、侧倾特性、滚动阻力、附着特性、振动特性以及它们联合工况之间的耦合关系。轮胎力学的形成和发展促进了轮胎学形成和发展。轮胎学除了研究轮胎力学特性外，还研究轮胎的结构、设计和应用问题，同时跨越机械和化工两大行业。轮胎热力学则是工程热力学、传热学等学科与轮胎学和轮胎力学的交叉应用，探讨

轮胎因滚动、摩擦而生热引起的力学和寿命问题。1930年德国Fromm和法国Broulhiet分别发现了充气轮胎的侧偏现象后，不少人进行了理论和实验研究，从而推动了轮胎侧偏理论和车辆操纵稳定性理论的发展，大大改善了轮胎与车辆的“行走”特性。

为改善轮式车辆与地面接触的适应性和解决土壤黏附问题，国内外学者热衷于把仿生技术引进车轮设计中，提出车辆“行走机构形态学”、“仿生轮胎”等重要概念，并有步行轮和仿生轮胎问世，使各种车辆在各种地面的“行走”适应性得到进一步改善，同时也为这些学科的深入发展增添了很大的生机和研究扩展空间。

车辆在地面行走必然带来振动，基于对车辆系统行驶振动分析和理论研究产生了车辆系统动力学。它涉及的范围很广，除了包括影响车辆纵向运动及其子系统的动力学响应外，还有车辆在垂向和横向两个方向的动力学内容，即行驶动力学和操纵动力学。行驶动力学主要研究由路面的不平激励，通过悬架和轮胎垂向力引起的车身跳动和俯仰等“行走”运动特点；而操纵动力学研究车辆的操纵特性，主要与轮胎侧向力有关，并由此引起车辆侧滑、横摆和侧倾等“行走”运动现象。

如果说上述各学科都是为了解决车辆在轮胎正常充气(不包括步行轮)状态下能更好“行走”的问题，那么RFT零压滚动学就是为了解决轮胎在失压至零压状态下能够继续“行走”的问题。RFT离不开地面，它是车辆地面系统在特殊工况即轮胎零压时的一个子系统。RFT也离不开车辆，它又是车辆动力学系统的一个子动态系统。因此，RFT零压滚动学是由多学科交叉和综合形成的一套边缘性知识体系，但它仍属于地面机械学科大范畴，并将是地面机械学科中车辆安全方向的重要组成部分。RFT零压滚动学包括RFT滚动机理研究、RFT内支撑设计和RFT车辆应用研究三个层面。

RFT滚动机理研究主要是研究RFT零压滚动时系统各元素(地面、轮胎、内支撑、轮辋)的运动、变形和受力响应之间的基本关系，也包含部分正常气压下轮胎和内支撑的运动受力状态。RFT内支撑设计则侧重内支撑结构特征、形状特征、装配形式、尺寸参数、强度特性、材料性能、制造工艺、性能试验等诸多内容。RFT车辆应用研究包括RFT具体应用场合、内支撑安装方法、使用规范以及注意事项，还包括RFT爆胎试验方法、道路试验方法和相关标准研究等。

RFT滚动机理研究是RFT滚动学的重要基础，又是指导RFT内支撑设计的直接理论来源。内支撑安装在轮辋和轮胎组成的内部空间，当轮胎爆胎失压后，内支撑由正常气压时附属携带的备份部件，转变为零压滚动时承载和传力的核心部件，内支撑的结构和性能显得尤为重要。因此，内支撑设计应以RFT滚动机理研究为指导，明确结构设计的相关因素、参数计算的关系公式、设计实现的方法手段、材料选择与性能分析、产品加工试制工艺等。

RFT内支撑设计是RFT零压滚动学的核心内容。内支撑强度是否常压下不影响车辆行驶性能，是内支撑结构轻量化设计和材料选型的重要方面。内支撑能否以较容易的方法装配到普通轮辋和轮胎内，是检验内支撑结构设计合理与否的重要依据。轮胎爆胎后正常载荷的轮胎是否能够保持轮胎基本行驶轮廓而不脱圈，是内支撑参数设计合理与否的直接验证。零压下的车辆是否以可接受的操纵稳定性和行驶平顺性继续行走一定距离，是内支撑提供续跑能力强弱的重要判据。RFT内支撑设计要在各个学科领域中寻求最适合、易实现的技术和手段，对其几何结构和强度进行优化分析，形成可用于性能试验和生产试验的产

品文档和技术资料，指导内支撑加工制造。

RFT 车辆应用研究是指 RFT 在车辆应用安全性研究的关键内容。所有乘用车安全性研究都基本形成了系统完善的试验体系和标准体系。而 RFT 性能试验包括车辆道路试验方法和标准体系等在我国都是空白，试验场所、试验方法、测试设备和测试人员以及性能指标等都有待系统研究。

2.1.2 RFT 系统元素及功能定位

由 RFT 的定义和 RFT 零压滚动学概念可知，带有内支撑的 RFT 是一个包括 RFT 各部件和地面在内的地面机器系统，RFT 本身的各部件（轮辋、轮胎、内支撑）和地面共同构成系统的功能元素。在 RFT 的零压续跑行程中，这些元素之间各自发挥着自己的功能且相互协作共同完成一个目标：维持车辆继续行驶。

1. RFT 的轮辋

车轮是介于轮胎和车桥之间承受负荷的旋转部件，通常由两个主要部件组成：轮辋和轮辐。轮辋和轮辐可以是整体的、永久连接的或可拆卸的。其中轮辐是车轮上介于车桥和轮辋之间的支承部件，轮辋是在车轮上安装和支承轮胎的部件。轮辋作为轮胎的固定基础，它与轮胎共同承受作用在车轮上的负荷。在 RFT 中，轮辋也是内支撑固定和装卡的基础，携带内支撑随车轮同步转动。当轮胎失压后，内支撑接触轮胎参与支持来自车辆的重量和载荷，来自地面的垂直力 F_z 经过轮辋的传递部位发生转移，由原来的胎圈座受力区转移到轮辋槽受力区，如图 2-2 所示。但无论是正常气压下还是零压滚动中，轮辋都是承受负荷和传递作用力的中间核心部件。

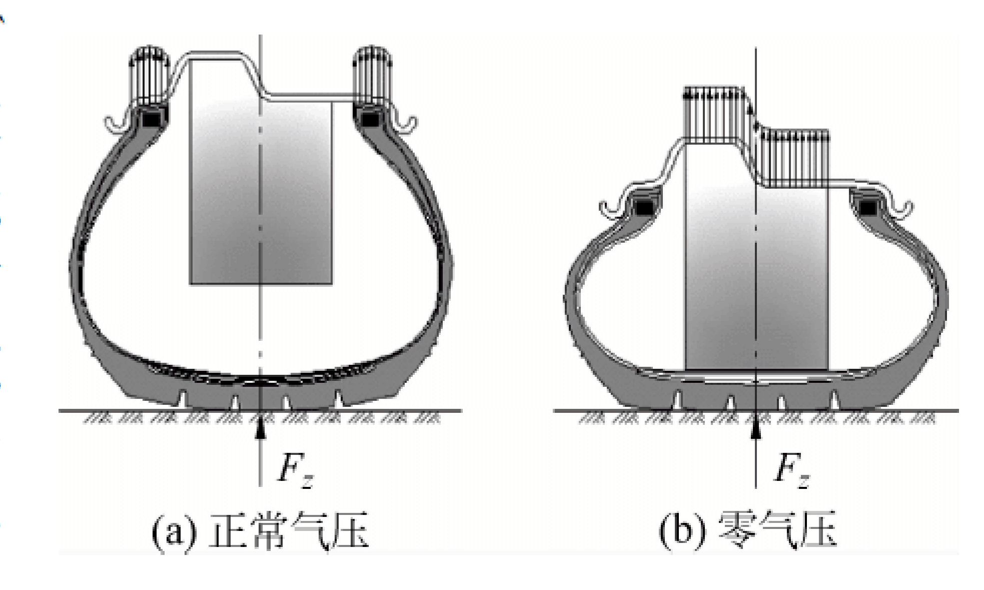


图 2-2 RFT 轮辋受垂直力部位示意图

2. RFT 的轮胎

车辆常用的充气轮胎根据胎体帘线角的不同分为斜交轮胎和子午线轮胎。帘线角指胎体帘布层单线与轮胎中心线形成的夹角 α_0，如图 2-3 所示。子午线轮胎的帘线角通常为 85°～90°，斜交轮胎的帘线角通常为 20°～40°。基于标准轮辋和轮胎的内支撑式 RFT 为无内胎子午线轮胎。现代车辆广泛采用的无内胎子午线轮胎主要有轿车子午线轮胎、轻载子午线轮胎和载重子午线轮胎三大类。

子午线轮胎的基本结构如图 2-4 所示，主要包括胎体、胎圈和胎冠三大部分。胎体一般由一至二层纤维帘布层组成，决定着轮胎的基本性能。胎冠部位由二层钢丝或多层其他高模量纤维（如芳轮纤维等）帘布层组成带束层，是轮胎主要受力部位。带束上层一般采用尼龙帘布一至二层，帘线排布与轮胎圆周线平行，用于提高子午线轮胎的高速性能。无内胎子午线轮胎有一层浸透性和气密性很好的内衬置于胎体内侧并与之作成一体。胎圈是与轮辋轮缘接触的部分（胎圈座），为了便于胎体从轮辋上装卸，具有高弹性模量的卷边胎圈包容并贴合于轮辋轮缘上。胎圈内的胎圈芯由多股高强度钢丝组成，钢丝断面性状多种多样，如圆形、六角形、椭圆形、平行四边形（矩形）、宝塔形和 U 形等。胎圈具有一定刚度，以保证与轮辋紧密配合。胎面承受摩擦和冲击，保护胎体和帘布层，提供与路面的摩擦接触，以传递驱

动力、制动力和转向力。胎面花纹能够排水及排污,以保证在各种不同工作条件下行驶时,轮胎与路面具有良好的附着力。胎肩是较厚的胎冠与较薄的胎侧过渡部分,一般也有花纹,以利散热。胎侧用以保护帘布层侧壁免受潮湿和机械损伤。

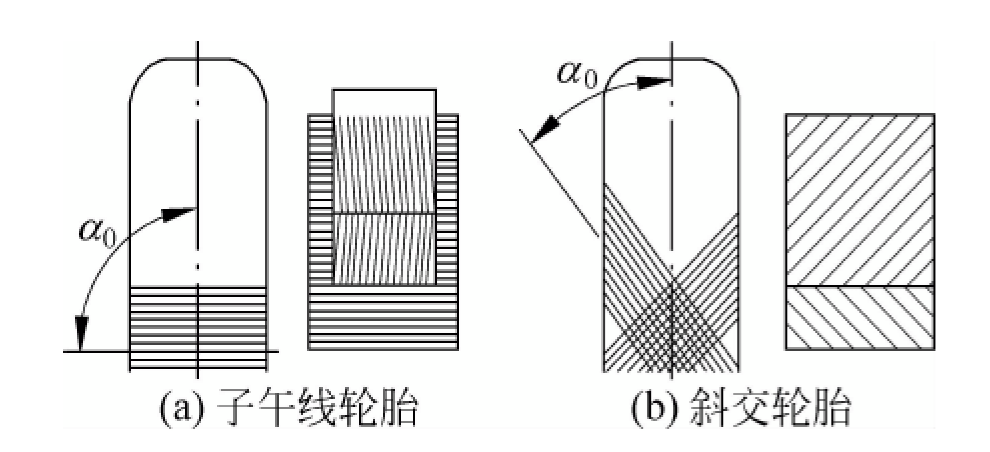


图 2-3 常用充气轮胎帘线角示意图

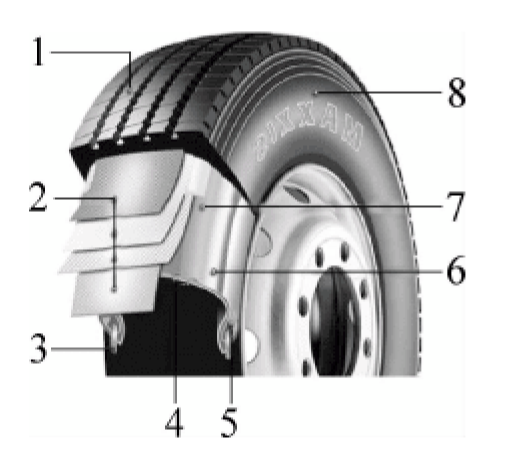


图 2-4 子午线轮胎结构示意图

1—胎面胶;2—带束帘线层(钢丝);
3—胎圈钢丝;4—内面胶;5—三角胶;
6—胎体;7—胎肩垫胶;8—胎侧胶

基于标准轮胎的内支撑式 RFT,在正常气压下轮胎的基本功能包括:

(1) 支撑车体重量和载荷(包括乘员和货物);

(2) 与悬架系统协作,衰减由路面不平引起的振动与冲击,提供车辆乘坐舒适性;

(3) 传递纵向力,以实现车辆的驱动和制动;

(4) 传递侧向力,以实现车辆的转向并保证车辆行驶稳定性。

当 RFT 处于零压滚动中时,内支撑与轮胎接触和摩擦以维持其基本的行驶轮廓,此时轮胎上述功能大部分已经衰减,其受力状态与正常气压时大不相同。胎冠部分承受了来自地面和内支撑的夹持力,包括垂直压力和切向摩擦力,同时与轮辋结合的胎圈部分仍然有一定的预紧力,这些力的联合作用维持轮胎继续跟随轮辋同步转动而不脱圈。由于地面作用力主要是经过轮胎胎冠直接传递给与之接触的内支撑,轮胎衰减地面不平激励作用几乎消失,仅仅保留了胎冠部位材料本身的弹性作用,车辆的乘坐舒适性受到影响。而纵向力和侧向力的传递则依靠轮胎胎冠内外表面的摩擦力来维持,以实现零压续跑行程车辆的驱动、制动、转向和行驶稳定性。

3. RFT 的内支撑

由 RFT 的定义可知,内支撑实际是一个备份部件,是采用冗余设计思想在现有标准轮辋和轮胎系统中设置的附加部分。在正常气压下该附加部分不参与轮胎工作,一旦轮辋轮胎系统局部发生故障,如轮胎漏气失压、爆胎等,此附加部分将投入工作并对车辆的继续行驶起到核心支持作用,其功能主要包括:

(1) 爆胎时及时参与支撑车体重量和载荷(包括人和货物);

(2) 维持轮胎零压运行的基本行驶轮廓,防止轮胎过早碾胎和脱圈;

(3) 参与传递纵向力,以实现轮胎零压时车辆的驱动和制动;

(4) 参与传递侧向力,以实现轮胎零压时车辆的转向和行驶稳定性;

(5) 以足够的结构强度维持车辆安全行驶较长距离,直到维修地点。

由于内支撑在轮胎常压和失压下存在功能转移,由备份携带部件转变为核心受力部件,因此内支撑本身的结构性能显得十分特殊而重要。

4. 地面及几何障碍

地面系指为上述 RFT 提供支撑力和附着力的刚性路面和松软地面及由它们构成的几何障碍，其中几何障碍是提供支撑力和附着力的直接根源。刚性路面指硬路面或微弹性路面，其几何障碍多表现为刚性，路面在正常载荷作用下不会产生永久变形，即负载轮胎在刚性路面滚过一般不会发生印迹沉陷，如混凝土公路、沥青柏油公路、坚硬的土路等。刚性路面多为轿车、长途客货汽车等所使用。松软地面指在正常载荷作用下会产生永久变形，负载轮胎在其上滚过会发生印迹沉陷，即常说的车辙，如耕地、沙漠、沼泽地、滩涂、水田等非公路地面。越野车、军事用车、工程车、农用车等多在非公路地面上行驶。当然也有一些路面关于刚性和松软的划分不太明显，可能表层松软深层坚硬，或砂石共存等。车辆也不完全在某一种路面上永久行驶，汽车可能要穿越泥泞土路，农用车也可能在公路运输。

不同的地面影响 RFT 正常气压下和零压下的轮胎变形和滚动性能。正常充气的 RFT 在刚性路面滚动，接地界面的变形主要体现在轮胎径向变形上。零压下的 RFT 轮胎变形程度以内支撑接触胎冠内表面为极限，轮胎表现出一定的柔性，与内支撑接触处形成一小的"包角"，即内支撑被轮胎包裹的胎冠内表面弧段对应于轮辋中心的角度 θ_0，如图 2-5(a)所示。松软地面 RFT 常压下与普通充气轮胎类似，其变形程度取决于轮胎刚度和土壤强度的相对关系。在零压下轮胎变形程度也与土壤强度相关，轮胎对内支撑的包角 θ_0 比在刚性路面要大，如图 2-5(b)所示，有较为复杂的包角内驱动、滑转、摩擦等内支撑-轮胎作用关系，以及更为复杂的土壤沉陷、轮胎打滑、附着牵引等轮胎-土壤作用行为，进而影响轮胎的压实阻力、推土阻力和黏着阻力，影响 RFT 在松软地面的行走能力。本书将侧重探讨 RFT 在刚性路面的行走行为，并实施对内支撑的设计与性能试验。

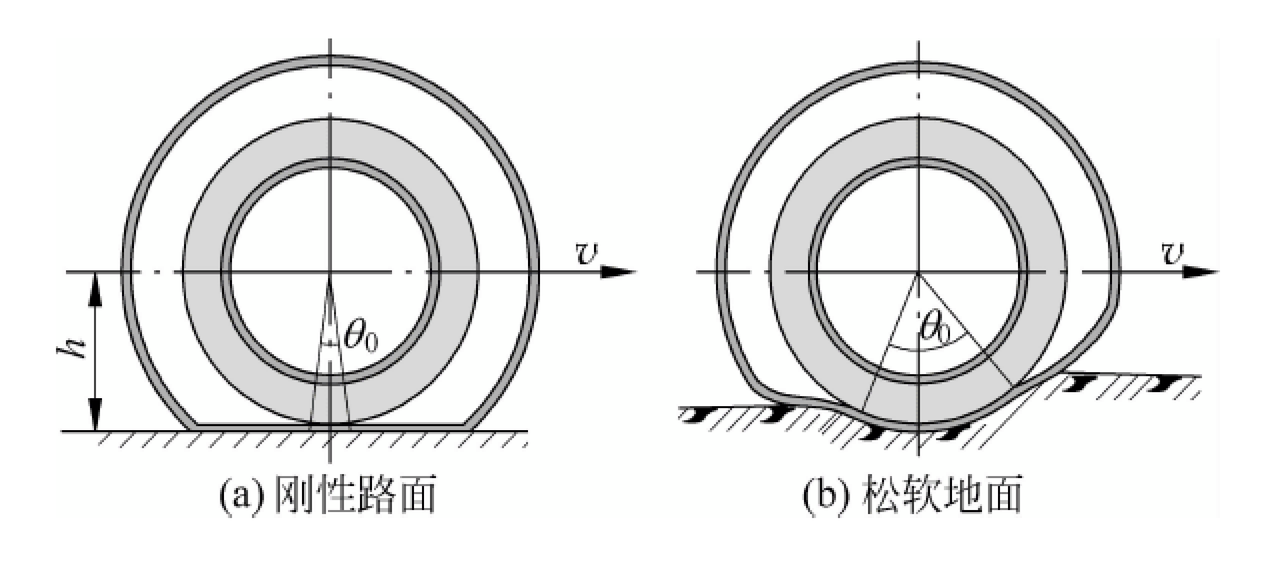


图 2-5　不同地面上 RFT 零压滚动轮胎变形示意图

2.1.3 RFT 坐标系和运动参数

为了便于研究 RFT 在常压和零压两种工况下的运动和力学特性，首先建立统一的轮胎坐标系。根据国际汽车工程师协会(SAE)的相关规定，采用法向坐标向下的三维右手正交坐标系，如图 2-6 所示。

坐标系的原点是轮胎接地印记中心，x 轴定义为车轮平面与地面的交线，前进方向为正；y 轴是指车轮旋转轴线在地面上的投影线，向右为正；z 轴与地面垂直，向下为正。在坐标系中定义了轮胎的作用力和力矩及相关运动变量。

同普通轮胎一样，RFT 受到分别沿 x 轴、y 轴、z 轴三个方向的力和绕三个转轴方向的力矩作用，称为轮胎的六分力，其术语见表 2-1。

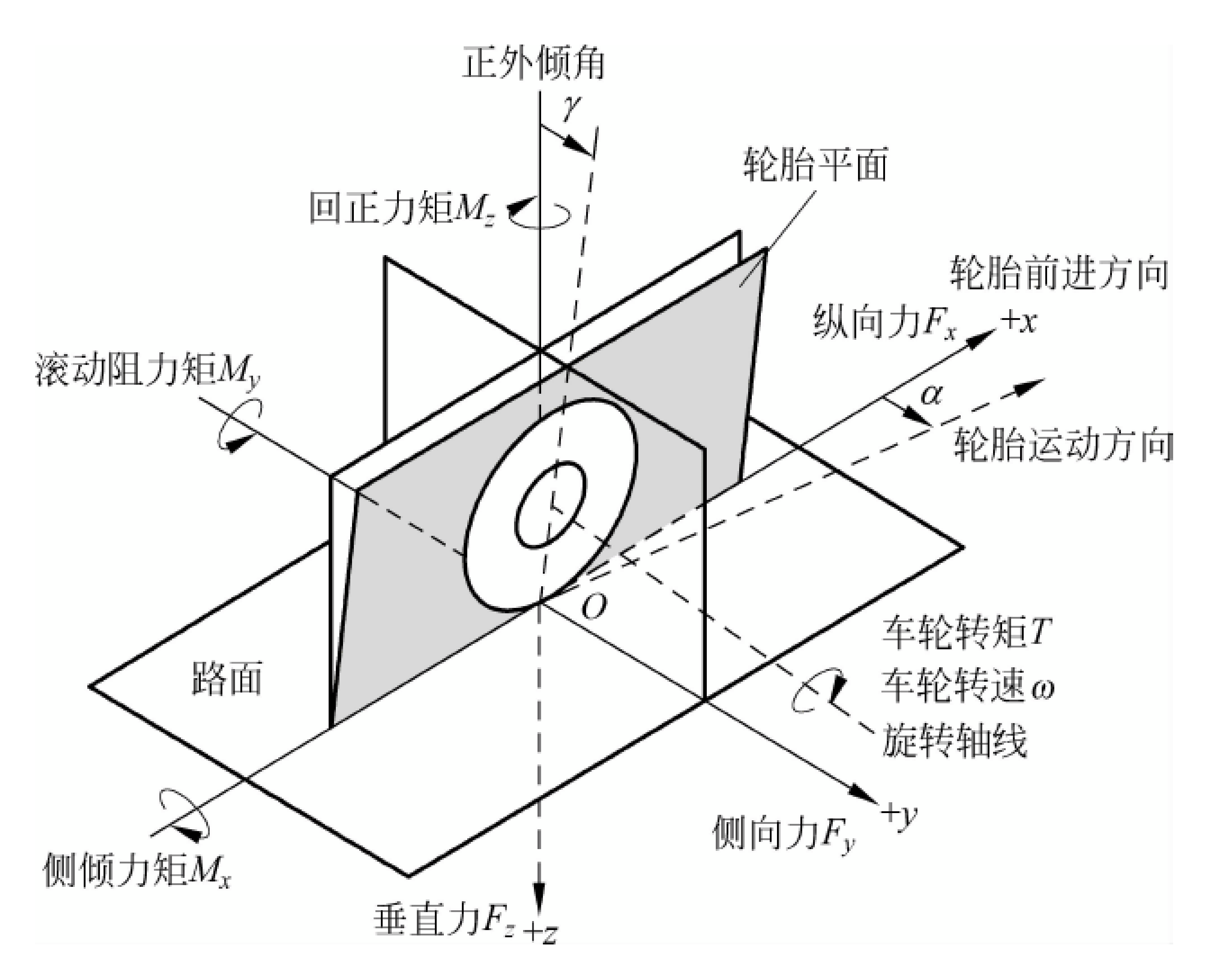


图 2-6 RFT 坐标系

表 2-1 轮胎六分力术语及符号

名称	$+x$	$+y$	$+z$
方向	纵向向前	侧向向右	法向向下
力	纵向力 F_x	侧向力 F_y	垂向力 F_z
力矩	侧倾力矩 M_x	滚动阻力矩 M_y	回正力矩 M_z

轮胎的六分力与车辆的运动状态有关。与车辆操纵稳定性关系最大的是侧向力 F_y 和回正力矩 M_z，但垂向力 F_z 和纵向力 F_x 也对侧向力 F_y 与轮胎的运动状态之间的关系起一定影响，从而也间接地影响着车辆的操纵稳定性。RFT 的基本运动参数主要包括滑动率、轮胎侧偏角、轮胎径向变形和轮胎侧向偏移。

滑动率表示对于纯滚动（或纯滑动）状态的偏离程度，是影响 RFT 产生纵向力的重要因素。在正常气压下，RFT 滑动率就是充气轮胎的滑动率 s_T，为了使其总为正直，可分别定义驱动滑转率 s_{Td} 和从动（制动）滑移率 s_{Tb} 两种类型。可由下式加以描述：

$$\begin{cases} s_{Td} = \dfrac{\omega r_T - v_w}{v_w} \times 100\% \\ s_{Tb} = \dfrac{v_w - \omega r_T}{v_w} \times 100\% \end{cases} \tag{2-1}$$

式中，ω——车轮转动角速度；

r_T——轮胎滚动半径；

v_w——车轮中心前进速度（即车辆行驶速度）。

轮胎的滑动率 s_T 在 0～1 之间变化，当轮胎作纯滚动时，即 $v_w = \omega_T r_T$，此时 $s_T = 0$；当从动轮处于纯滑动时，$s_T = 1$。RFT 在零压续跑行程中，内支撑因受热膨胀，内支撑与轮胎和轮辋之间同样存在着滑动趋势。但这种滑动趋势不能转化为滑动现象发生，或者只能转化为较小的滑动现象。

车辆行驶中，由于路面的侧向倾斜、侧向风或曲线运动时的离心作用等，在车轮中心作用有侧向力。为了保持平衡，在轮胎接地印迹（contact patch）内相应地产生地面侧向反作用力，称为轮胎侧向力 F_y。侧向力的存在使轮胎平面与轮胎中心运动方向形成一个夹角 α，

称为轮胎侧偏角，如图 2-7 所示。可以用车轮速度加以描述，即

$$\alpha = \arctan \frac{u_w}{v_w} \tag{2-2}$$

式中，u_w——车轮中心侧向速度。

根据 RFT 坐标系中规定的侧偏角、侧向力和回正力矩的方向，通常负的侧偏角 α（正对路面顺时针）将产生正的轮胎侧向力 F_y。

RFT 正常气压下轮胎径向变形 δ_T 是车辆负载行驶过程中轮胎半径与无负载时轮胎半径之差。RFT 在零压下，其径向变形 δ_{T0} 是轮胎正常气压无负载半径和内支撑半径之差，即

$$\begin{cases} \delta_T = r_{T0} - r_w \\ \delta_{T0} = r_{T0} - r_I \end{cases} \tag{2-3}$$

式中，r_{T0}——正常气压无负载行驶时轮胎半径；

r_w——正常气压负载行驶时轮胎半径；

r_I——RFT 内支撑半径。

符号定义为正的轮胎径向变形 δ_T 和 δ_{T0} 产生正的轮胎法向力 F_z。

轮胎侧向偏移 e_{T1} 和 e_{T2} 主要是在 RFT 零压滚动中表现出来，它们是轮胎行驶面中心线偏离车轮对称面的距离，与内支撑半径 r_I 有关系，如图 2-8 所示。侧偏力、侧偏角和转向运动的存在是造成 RFT 滚动侧向偏移的主要原因。若假设以车轮平面为依据，则

$$\begin{cases} e_{T1} = (r_I - r_R)\tan\beta_0 \\ e_{T2} = (r_I - r_R)\tan\gamma_0 \end{cases} \tag{2-4}$$

式中，β_0——轮胎行驶面中心和轮辋标定直径位置中心的连线与车轮对称平面的夹角；

γ_0——轮胎在圆形轨道运动的外倾角。

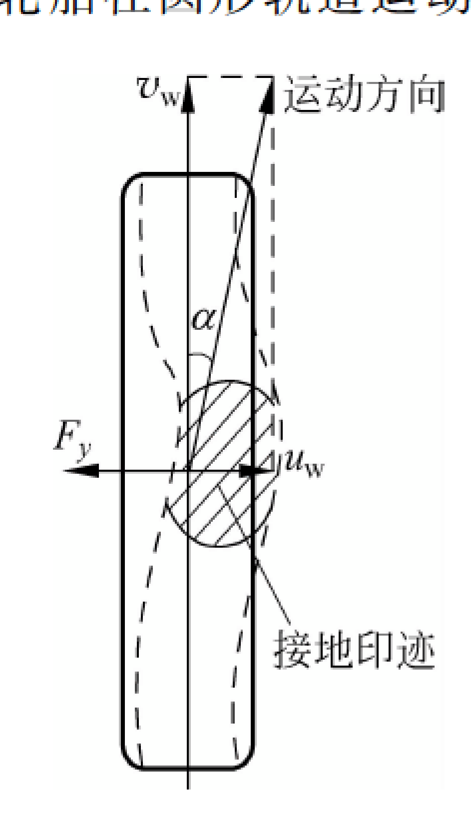


图 2-7　轮胎侧偏角及侧向力

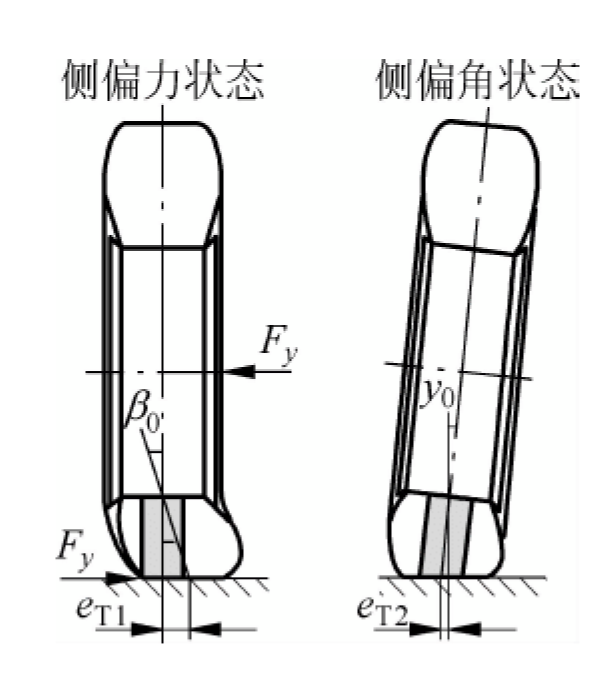


图 2-8　RFT 零压滚动侧向偏移

2.2　RFT 零压续跑系统模型

2.2.1　充气轮胎模型简介

在充气轮胎力学特性研究中，一般将轮胎进行模型化。充气轮胎模型可以分为理论模型、经验模型和半经验模型三大类。理论模型是在轮胎物理结构和变形机理研究的基础上，

对轮胎力和力矩的数学描述。由于轮胎是复合材料的大变形弹性体，精确的理论建模相当困难，而过分简化的理论建模又难以获得必要的精度，因此理论模型只是作为定性分析的工具和半经验模型的基础。经验模型直接从轮胎数据得来，通过插值或函数拟合方法给出预测轮胎特性的公式，应用方便，但是由于缺乏理论基础，模型的外延性和通用性较差。半经验模型结合了两类模型的优点，在理论研究和试验分析的基础上进行建模，使其充分满足边界条件，不仅精度高、外延性好，而且可以描述轮胎的一些基本物理和结构特性，与试验数据吻合得很好。轮胎模型描述了轮胎六分力与轮胎运动参数之间的数学关系，即轮胎在特定工作条件下的输出与输入之间的关系。图 2-9 所示为充气轮胎模型的输入和输出。

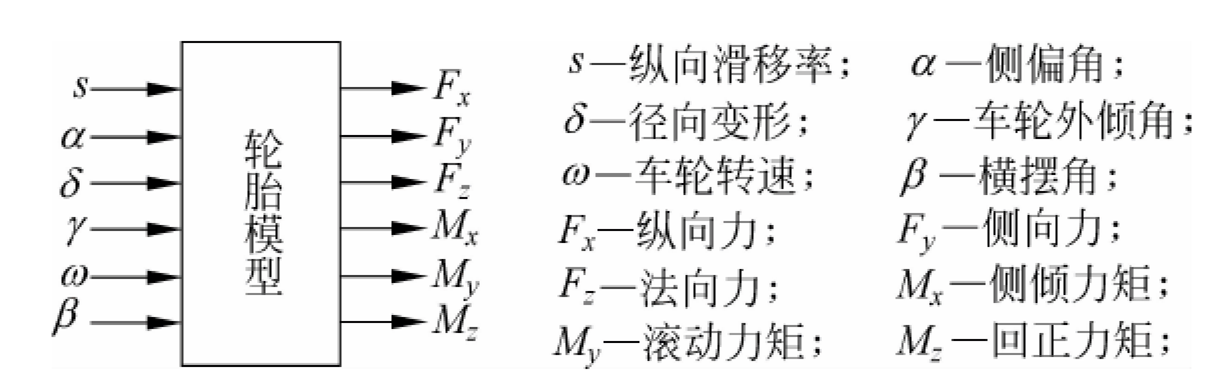


图 2-9 充分轮胎的输入和输出

在充气轮胎模型化研究工作中，轮胎通常是被简化成一系列理想化、具有给定的物理特征的径向排列的弹性单元体。图 2-10 所示是广泛采用的 Fiala(1954)圆环“梁”轮胎理论模型，在此基础上 Fiala 建立了轮胎侧向力、回正力矩和侧偏角的关系。Frank(1965)在 Fiala 理论模型基础上将胎体简化为无限长梁的一部分，研究了胎体弯曲对轮胎特性的影响。Pacejka(1966)则将胎体的变形看作张紧的弦，提出“弦模型”(taut string model)的概念。

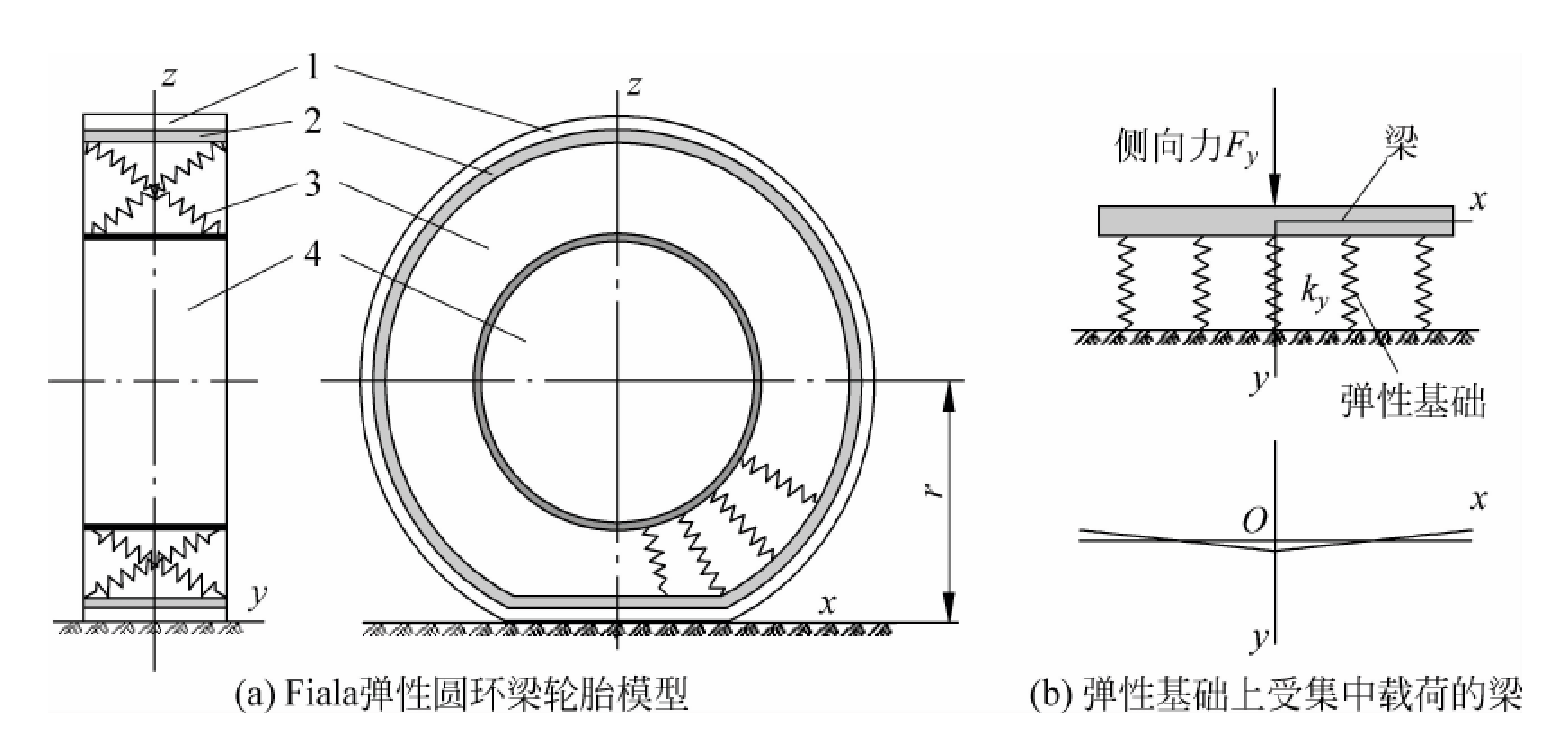


图 2-10 轮胎弹性圆环模型

1—弹性体；2—圆环梁；3—弹簧；4—刚性圆盘

Pacejka 和 Bakker(1987)对轮胎的静态和动态进行了大量理论和实验研究，建立了可以较精确描述侧向力、纵向力和回正力矩的经验模型，并在后来进一步改进和完善，以三角函数的形式来拟合轮胎试验数据，得出了一套形式相同并可同时表达纵向力、侧向力和回正力矩的“魔术公式”(magic formula)轮胎模型：

$$y = D\sin\{C\arctan[Bx - E(BX - \arctan Bx)]\} \tag{2-5}$$

式中，y——纵向力、侧向力或回正力矩；

x——在不同情况下分别表示轮胎侧偏角或纵向滑移率；

D、C、B、E——系数，从轮胎特性曲线中获得。

现在越来越多的轮胎制造商应用“魔术公式”为汽车厂提供轮胎数据。荷兰 Delft 工业大学结合“魔术公式”和刚性圈理论提出 SWIFT 模型(short wavelengh intermediate frequency tire model),采用胎体建模与接地区域分离的建模方法,适合于小波长、大滑移幅度下的高频(不超过 60Hz)输入情况,从而可以计算从瞬态到稳态连续变化的轮胎动力学特性。

在分析轮胎制动和驱动特性时,常假设胎面的切向变形是和接地界面的分布剪切应力成正比,即将胎面简化为具有切向弹性的刷子模型(brush model)(又称鬃毛模型),如图 2-11 所示。Willummeit(1969)用轮胎刷子模型从质和量两方面解释轮胎接地印迹内摩擦影响因素。

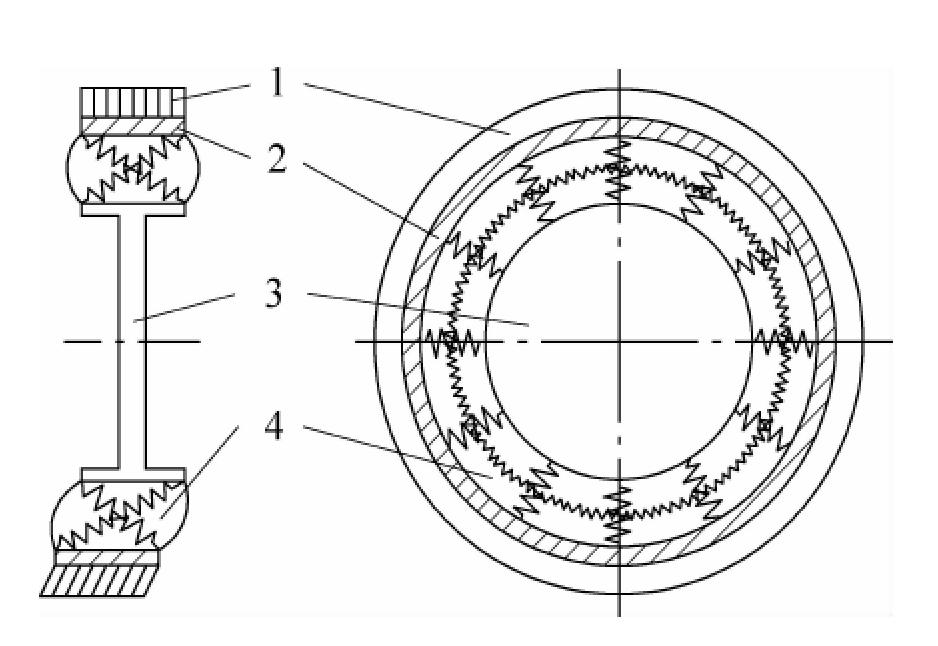


图 2-11　轮胎刷子模型
1—胎面;2—带束;3—轮辋;4—胎侧

为研究轮胎振动特性,Loo M(1985)提出如图 2-12(a)所示的弹簧阻尼器圆环模型。放射状的弹簧和阻尼器表示胎侧的弹性和阻尼因素,圆环代表胎面,在圆环内依靠内压给予初始张力,当与路面接触时,在圆周上的曲率发生变化,同时把力传递给接触表面。为预报子午线轮胎的固有频率,哈尔滨工业大学(1998)提出如图 2-12(b)所示的弹簧阻尼器子午线轮胎振动模型,获得了子午线轮胎在一定充气压力下的固有频率。Dorfi H R(2005)在研究子午线轮胎振动特性中采用了综合有限元模型和经验模型的 FTIRE(flexible belt TIRE)模型,如图 2-12(c)所示。

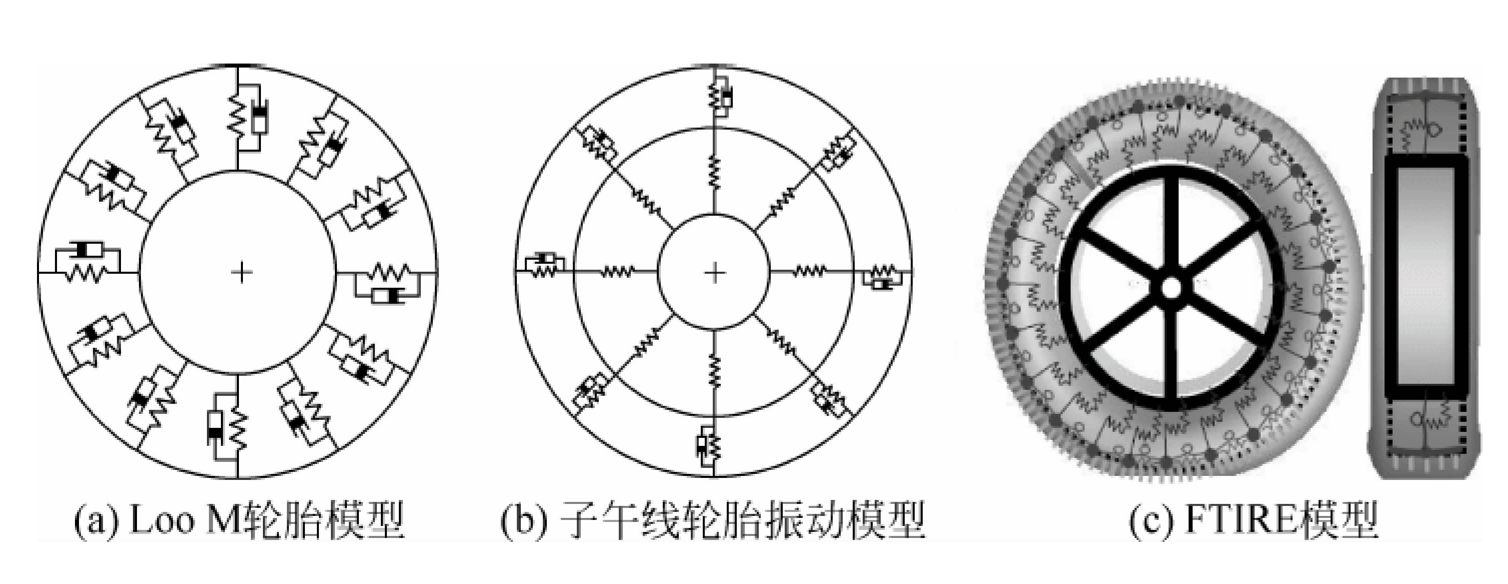
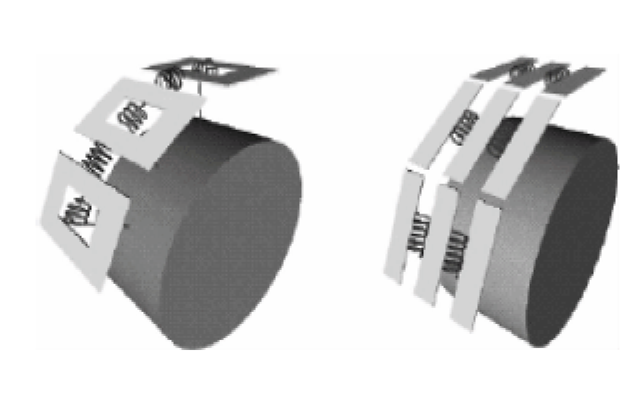

(a) Loo M轮胎模型　(b) 子午线轮胎振动模型　(c) FTIRE模型

图 2-12　轮胎振动模型

德国 Michael Gipser 通过多年的研究建立了三种轮胎振动载荷模型:刚性环刷子模型(BRIT)、柔性环模型(CTire)、基于板壳的有限元模型(DTire),前两个模型胎冠部分利用刷子模型描述。这些模型的核心是采用了隐式算法进行求解。综合其三个模型的优点,Michael Gipser 在 2000 年提出了 FTire 轮胎模型(flexible ring tire model),如图 2-13 所示。其建模思路和有限单元方法一致,带束用具有弯曲刚度和拉伸刚度的弹性环描述,且在径向、切向、侧向分别用分布刚度与轮辋相连,胎冠特性用非线性刚度-阻尼与环单元相连来表征。


图 2-13　FTire 轮胎模型

清华大学危银涛(2001)等在综述了轮胎圈模型的历史与现状基础上,指出各种圈模型之间差异的物理实质,并考虑完全的非线性应变项、正确的初始应力和气压做功公式,利用 Hamilton 变分原理得到了轮胎圈模型的一般动力学方程。

吉林大学郭孔辉院士利用自行开发的多功能轮胎力学特性试验台做了大量试验研究和理论研究，并取得重大突破，先后建立了轮胎侧偏特性简化理论模型、纵滑侧偏特性简化理论模型，用于汽车转向、制动与驱动动态仿真的统一模型，1986 年提出一种适用于较大载荷和侧偏角范围变化的轮胎侧偏特性半经验模型，即单 E 指数模型：

$$\bar{F}_{y0} = 1 - \exp(-\phi_y - E_y \cdot \phi_y^3) \tag{2-6}$$

式中，$\bar{F}_{y0}$——轮胎侧偏特性无量纲侧向力；

ϕ_y——相对侧滑率；

E_y——侧向曲率因子。

1994 年，为满足边界条件而进一步改进模型为双 E 指数模型，以描述纵滑侧偏联合工况下的轮胎纵向力和侧向力：

$$\bar{F} = 1 - \exp\left[-\phi - E \cdot \phi^2 - \left(E^2 + \frac{1}{12}\right)\phi^3\right] \tag{2-7}$$

式中，$\bar{F}$——纵滑侧偏联合工况下无量纲总切力；

ϕ——相对总滑移率；

E——联合工况下总切力曲率因子。

在此基础之上进一步完善和发展，建立了统一轮胎(UniTire)模型。该模型通过定义与轮胎力学特性和物理特性有关的 6 个参量(或函数)ε_b、ε_θ、$m_0(u)$、$m_1(u)$、$D_0(u)$和 $D_1(u)$等，推导出任意偏角下(包括较大偏角)考虑胎体复杂变形时的侧向力和回正力矩显示表达式。UniTire 主要用于研究轮胎稳态特性，进而预测车辆的操纵稳定性，并逐步形成了完善的涉及轮胎纵滑、侧偏、侧倾联合工况的非稳态非线性的建模理论。2004 年 UniTire 模型嵌入了多体动力学仿真软件 ADAMS 中，完成了其在操纵稳定性方面仿真能力的评价。在从低速轮胎试验预测高速轮胎性能方面，UniTire 模型具有很高的预测精度。通过 UniTire 模型与 Magic Furmula 模型对比研究，UniTire 模型有更强的理论基础，全局和部分联合工况辨识与预测精度较高，且更加节省试验数据。

在具有轮胎试验数据之后，还可采用人工神经网络(artificial neural networks，ANN)方法建立轮胎模型。应用神经网络处理轮胎特性，主要用到神经网络的非线性映射能力，采用多层向前网络，其训练算法为误差反向传播(BP)算法。图 2-14 所示为采用 3 层 BP 网建立的轮胎侧偏特性模型，由输入层、隐含层和输出层构成。在计算侧向力和回正力矩时，输入层有 3 个神经元，其输入分别为轮胎垂直载荷、外倾角和侧偏角；隐含层的神经元数目由训练样本的数目决定，2 种外倾角、3 种垂直载荷、9 种侧偏角，共有 54 个学习样本对应 54 个教师值，隐含层神经元数目为 16 个；输出层有 1 个神经元，输出轮胎侧向力或回正力矩。

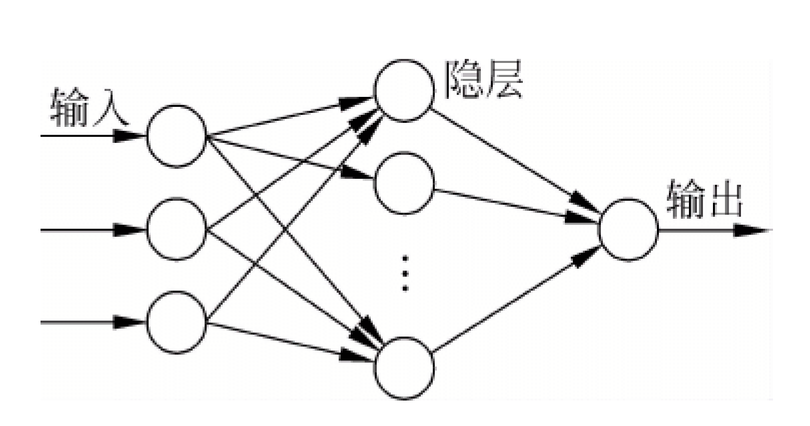
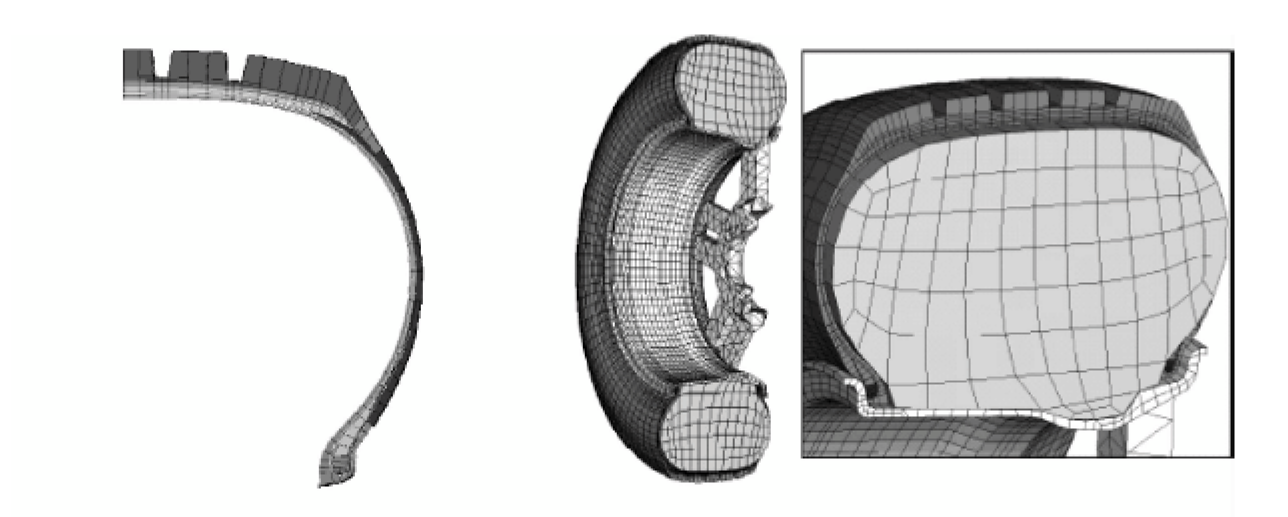


图 2-14　轮胎人工神经网络模型

研究轮胎的力学特性还可以用有限元模型，目前广泛使用的有限元法程序 MSC/NASTRAN、ANSYS 等都可以用于轮胎的力学分析。图 2-15 是 Wheeler(2005)等人预测 P235/75R17 轮胎固有频率和振型的有限元模型。清华大学危银涛(2012)等提出一种轮胎运动学描述和六分力预报理论，用拉格朗日-欧拉混合描述法分析大变形滚动接触结构的速度场、加速度场和接触变形。所提出的理论可以退化到 Fiala 模型，并可以从理论上解释子

午线轮胎的伪侧偏和伪侧倾现象，开辟了直接从轮胎设计预报轮胎六分力的新途径。



(a) 子午线轮胎半断面FEA模型　(b) 考虑轮辋和空气的轮胎FEA模型

图 2-15　轮胎模态分析有限元模型

总之，普通轮胎无论是在结构设计和力学性能研究中，诸多学者提出诸多理论和方法，有效地提高了轮胎充气行驶中各种性能，为车辆安全行驶做出了不可磨灭的贡献。本书所述内支撑式 RFT 所用轮胎为标准普通充气轮胎，在正常充气状态下，可以用上述充气轮胎模型和方法解释轮胎使用中的各种性能。当轮胎爆胎失压后，轮胎力学行为发生很大改变，基于正常气压下产生的轮胎模型和方法很难解释 RFT 的零压行走行为，需要建立理论模型解释其行走行为，研究提高 RFT 续跑能力的途径。

2.2.2　轮胎接地印迹与轮胎变形

建立 RFT 零压续跑模型和行走行为模型应首先从轮胎接地印迹开始，了解充气轮胎变形和气压的关系，获得建立模型的实际依据。轮胎接地印迹是指在轮胎与路面间的接触区域，如图 2-16 所示。其中，a 称为印迹半长度，b 称为印迹半宽度。轮胎接地印迹和印迹内产生的相互作用力是轮胎能够行走的动力源。正常气压下，轮胎在接地印迹内的力和力矩是通过轮胎传递给轮辋，进而作用于车辆的。RFT 零压时，这些力和力矩一部分由轮胎直接传递给轮辋，一部分经内支撑传递给轮辋，最终作用于车体，使车辆实现驱动、制动、转向等，帮助车辆改变自身的运动状态。

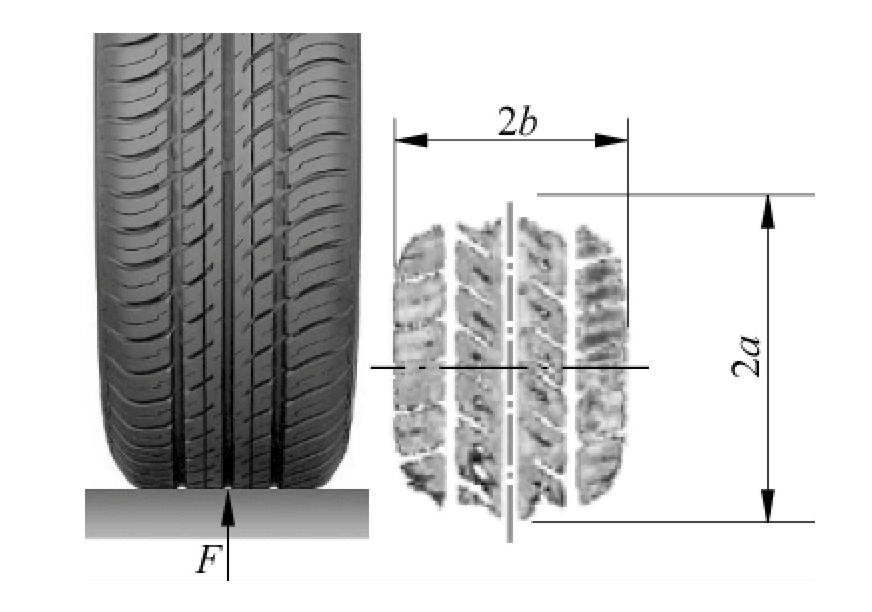


图 2-16　轮胎直线匀速运动的接地印迹

轮胎接地的变形程度影响轮胎接地印迹面积的大小和形状，影响轮胎在接地印迹内的压力分布，进而影响轮胎的驱动或牵引能力。图 2-17 所示是本书所用 205/60R15 子午线轮胎相同载荷(3500N)、不同气压、无侧偏时，轮胎静态接地印迹和径向变形。可见，子午线轮胎的接地面积形状介于椭圆形和矩形之间，随着气压的减小接地形状更接近于矩形(中间矩形两端圆弧或带有圆角的矩形)。为了解析的方便，一般将接地印迹形状简化为矩形，在恒定垂直载荷、良好路面条件下滚动时基本保持不变，但垂直载荷的变动将引起其长度与宽度的变化。为简化研究可忽略垂直载荷变化对接地印迹宽度($2b$)的影响，只考虑其对长度($2a$)的影响。

对于接近矩形轮胎接地印迹长度、宽度及面积计算，可采用原吉林工业大学汽车地面力学研究室基于大量轮胎试验提出的经验公式：

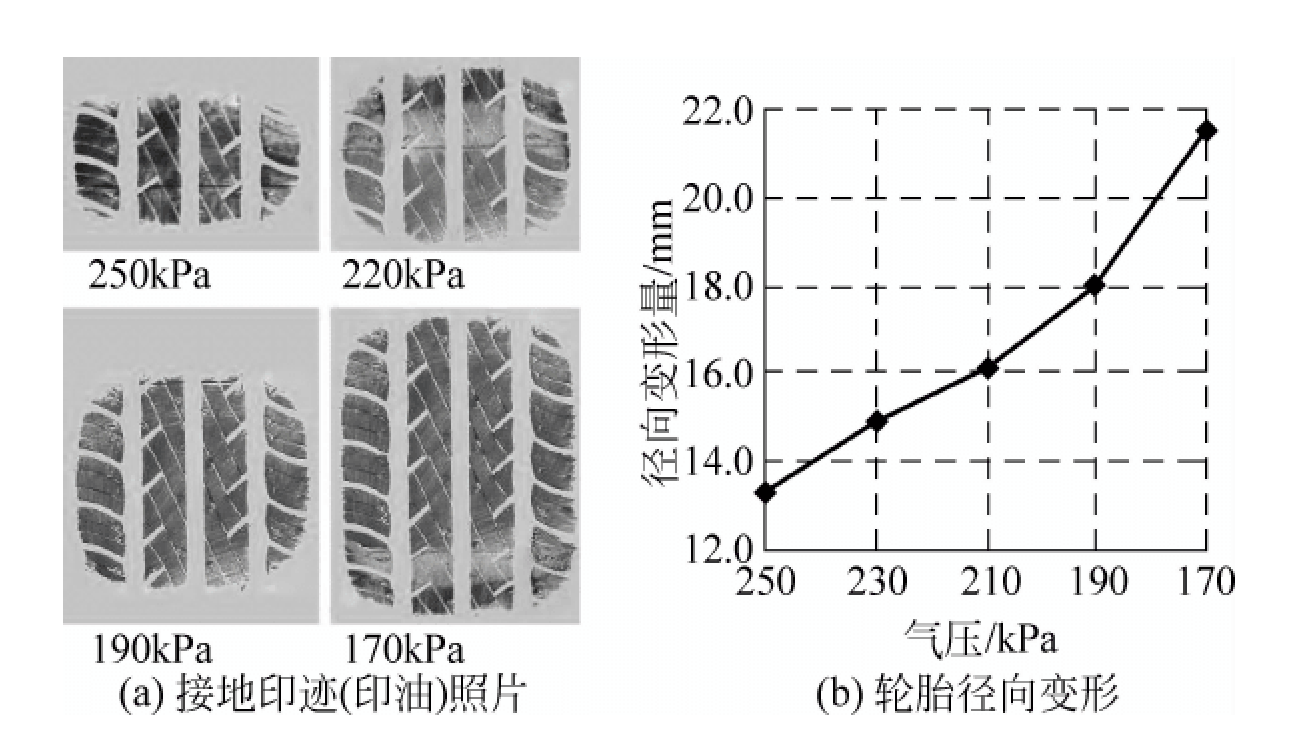


图 2-17 205/60R15 子午线轮胎随气压变化的接地印迹及径向变形

$$a = D_{\mathrm{T}}\left(\frac{\delta_{\mathrm{T}}}{D_{\mathrm{T}}}\right)^{s} \tag{2-8}$$

$$b = 0.5B_{\mathrm{T0}}(1 - \mathrm{e}^{-t\delta_{\mathrm{T}}}) \tag{2-9}$$

$$A = \left[\frac{\pi D_{\mathrm{T}}}{2}\left(\frac{\delta_{\mathrm{T}}}{D_{\mathrm{T}}}\right)^{s} + \lambda_2\,\frac{4-\pi}{4}a_1\right]B_{\mathrm{T0}}(1 - \mathrm{e}^{-t\delta_{\mathrm{T}}}) \tag{2-10}$$

式中，s、t——经验系数；

e——自然对数的底；

a_1——接地宽度 $2b$ 达到 $0.95B_{\mathrm{T0}}$ 时的接地长度；

λ_2——系数，当 $2b<0.95B_0$ 时 $\lambda_2=0$，$2b\geqslant 0.95B_0$ 时 $\lambda_2=1$。

一般长度 $2a$ 越小则说明轮胎变形小，因为轮胎胎压高（或负载轻）；反之，长度 $2a$ 越大说明轮胎变形大，因为轮胎胎压低（或负载重）。根据这一规律可以预测，带有内支撑的 RFT 轮胎变形程度相当于某一低气压下负载轮胎的变形程度，其接地印迹面积将趋向于矩形，且长度与常气压下相比（$2a$）增加较大，宽度（$2b$）几乎不变或略有增加。需要特别指出的是这里仅仅说明其变形程度，某一低气压下的轮胎和完全零压下靠内支撑维持行走轮廓的轮胎，它们的受力状态和行走行为将大不相同。

2.2.3 RFT 零压续跑等效系统模型

为了解释 RFT 零压行走行为，分析内支撑的静态和动态力学性能，解释 RFT 失去续跑能力的可能原因，寻找内支撑设计的理论出发点，根据 2.2.2 节对轮胎变形和接地印迹关系的分析，借鉴充气轮胎模型的建模思想，建立如图 2-18 所示的 RFT 零压续跑等效系统模型。

模型要点描述包括以下几个方面：

(1) 假设轮胎非接地区域是由一系列沿胎冠行驶面切向串联相接的弹簧-阻尼单元组成，轮胎的外圆周表面与轮辋之间在内支撑两侧由两组径向并联均匀分布的弹簧-阻尼单元支撑。由于处于零压状态，这些弹簧-阻尼的刚度和阻尼与轮胎材料本身的性能相匹配。

(2) 轮胎接地区域假设为一个有一定厚度 t（等价于胎冠厚度）的矩形弹垫片（即轮胎零压接地印迹），其长度为印迹长度 $2a$，宽度为印记宽度 $2b$，两端与胎面切向串联的弹簧-阻尼单元连接，两侧与胎侧并联的弹簧-阻尼单元连接，上面与内支撑呈较小包角 θ_0 的内弧面接触，下面与刚性路面以较大矩形面接触。

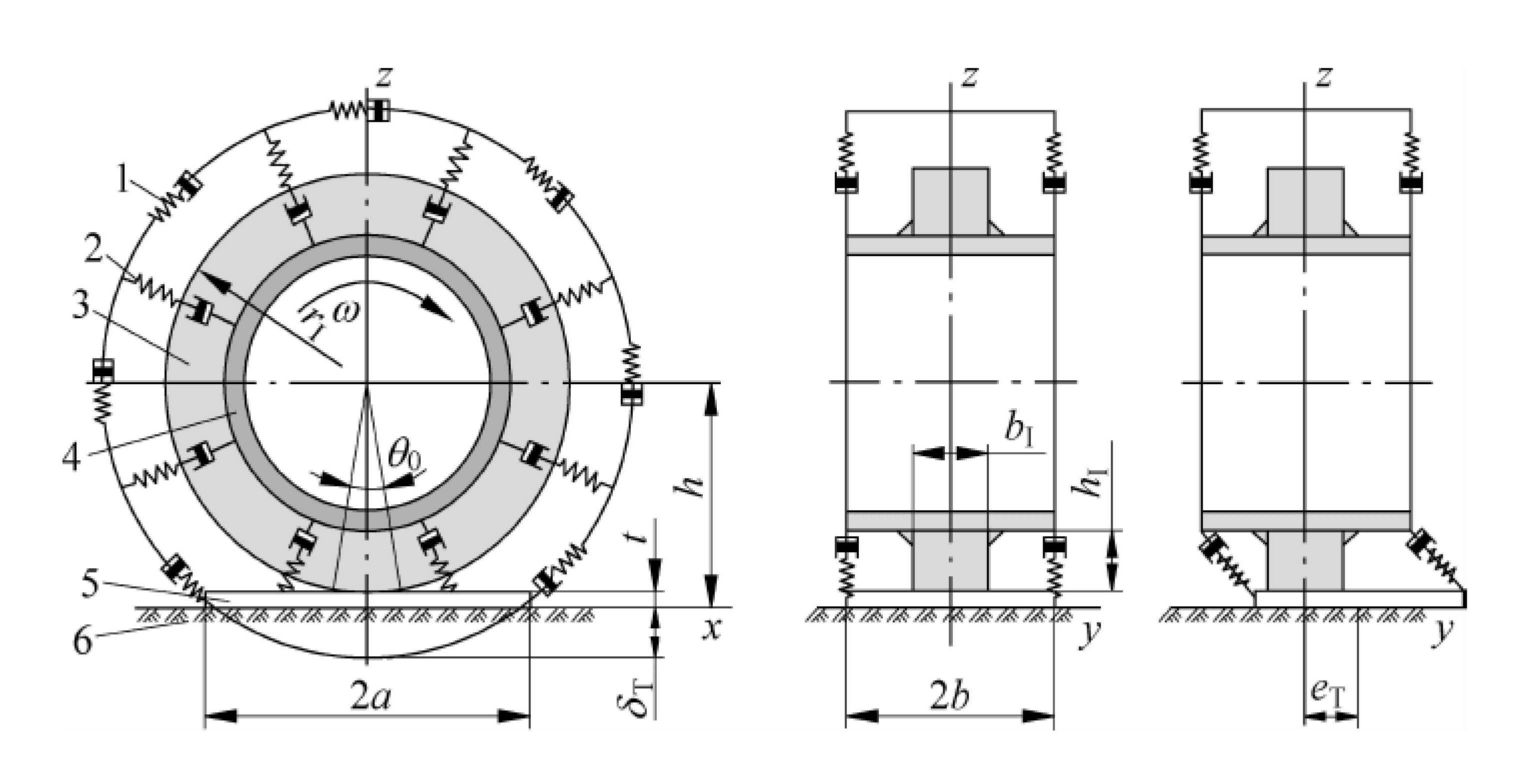


图 2-18　RFT 零压续跑等效系统模型

1—胎冠弹簧-阻尼单元；2—胎侧弹簧-阻尼单元；3—内支撑；4—轮辋；5—弹垫片；6—刚性路面

(3) 内支撑体与轮辋刚性连接，与轮胎在接地区段内表面接触，并由一定压陷形成包角 θ_0，设内支撑半径为 r_I，则包角内的弧长 l_1 和接触面面积 A_1 为

$$l_1 = \frac{\pi r_I \theta_0}{180} \tag{2-11}$$

$$A_1 = l_1 b_I = \frac{\pi\theta_0}{180}(h - \delta_T - t) b_I \tag{2-12}$$

式中，h——车轮中心距离地面的高度；

b_I——内支撑顶部宽度；

δ_T——轮胎接地径向变形。

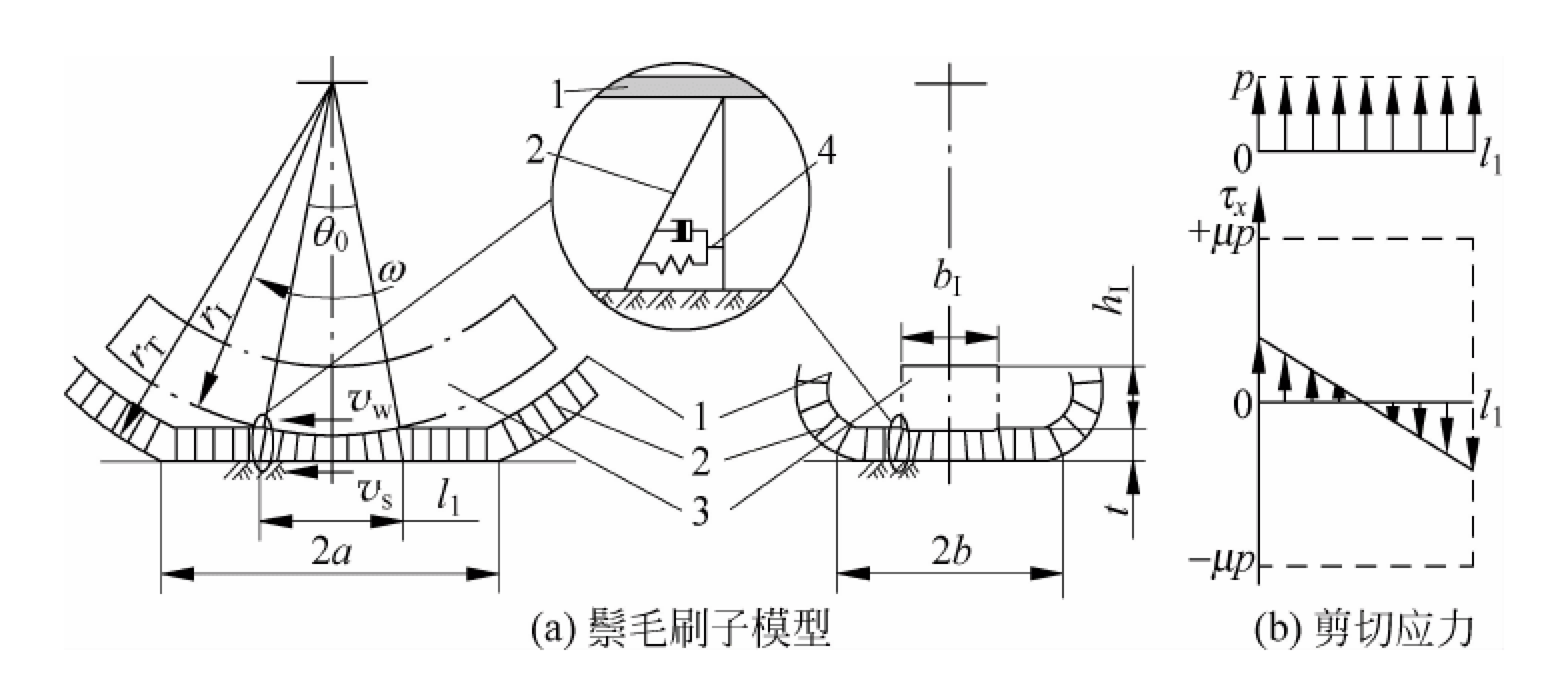
(4) 被压紧的弹垫片靠本身弹性(轮胎材料的弹性)提供对冲击振动的缓冲作用。当等效系统模型滚动时，对应的弹簧-阻尼单元可拉伸或压缩。弹垫片在内支撑和路面联合挤推和摩擦协助下维持其正确位置，防止连接它的弹簧-阻尼单元过渡纵向拉压和侧向拉压而失效。因为没有了轮胎气压提供的弹性和刚度，弹垫片是 RFT 得以完成行走中的加速或减速(启动或制动)以及转向等运动的动力源，可进一步建立弹垫片鬃毛刷子模型加以阐述。

(5) 根据系统能量守恒原理，弹簧-阻尼单元可拉伸或压缩做功，并将其转化为热能。同时，弹垫片接触上下界面产生的摩擦力做功产生热量，在接触界面发生热传导，一部分传递给胎体，一部分传递给内支撑，进而传递给轮辋，一部分传递给路面。不接触部分产生的摩擦热全部靠胎面与空气的对流换热散发，不考虑辐射散热。沿轮胎、内支撑和轮辋的周向不存在温度梯度。

2.2.4　RFT 零压行走鬃毛刷子模型

被夹持的弹垫片与地面之间相互作用，只有产生足够大的纵向力 F_x 才能保证 RFT 零压顺利前进，产生足够大的侧向力 F_y 和合适的回正力矩 M_z 才能保证 RFT 零压顺利转向和车辆操纵稳定。

解释轮胎纵向力产生机理常使用刷子模型，但以往的轮胎刷子模型都是基于充气轮胎而讨论的，直接引用有所不妥。因此，为更好地解释 RFT 零压行走行为，可以将传统刷子模型加以修正，建立 RFT 零压行走鬃毛刷子模型，如图 2-19(a)所示。鬃毛刷子模型作如下基本假设：



(a) 鬃毛刷子模型　(b) 剪切应力

图 2-19　RFT 零压行走(弹垫片)鬃毛刷子模型

1—带束条带;2—刷子鬃毛;3—内支撑;4—弹簧-阻尼

(1) 假设零压下印迹面的长度和宽度是常数,不受轮胎载荷的影响;

(2) 假定轮胎带束层是可弯曲不可拉伸的柔韧条带,在与内支撑接触的包角 θ_0 内产生纵向弯曲变形和横向压限变形;

(3) 弹垫片区域的轮胎胎冠橡胶视为一系列固定在条带上可产生伸缩变形的鬃毛,能够完全支撑轮胎负载质量;

(4) 鬃毛与带条接触端在不受驱动和制动(即自由滚动)时永远与带条法线方向保持一致,当受到驱动、制动或转向力时,触地端有产生“黏附于路面”的趋势,鬃毛可以产生剪切变形;

(5) 能够发生剪切变形的鬃毛数量与内支撑包角 θ_0 内接触面 A_1(带条弯曲部分)直接相关,而其他鬃毛仅产生伸缩变形以协助支撑轮胎负载;

(6) 路面以速度 v_s 相对于 RFT 中心运动。

基于上述假设,鬃毛在进入接触区但未被夹持之前垂直于带条和路面,在进入点上出现来自内支撑的垂直压力 p,由于鬃毛触地端有“黏附于路面”的趋势,鬃毛发生剪切变形。鬃毛的粘滞弹性力(弹簧-阻尼)与鬃毛触地端的摩擦剪应力 τ_x 相平衡。在没有驱动力矩 M 的影响时,夹持段鬃毛的变形过程是稳定的,将包角弧段近似看作直线,某一鬃毛在走过整个夹持区受到的剪应力等于夹持区内某一时刻的剪应力分布。则轮胎此时的切向力(纵向力)F_{x0}可以表示为

$$F_{x0} = \int_0^{l_1} \tau_x b_I \mathrm{d}x \tag{2-13}$$

式中,b_I——内支撑宽度;

l_1——包角弧长度。

如果没有切向力,鬃毛在通过夹持区时首先剪切倾斜,然后重新竖起,夹持区鬃毛的剪切应力分布呈现为前后相等、方向相反,如图 2-19(b)所示。假设在驱动力矩 M 作用下,使带条具有速度 v_w,且 $v_w \neq v_s$。由于 $v_w \neq v_s$,即带条打滑,引入带条驱动打滑率 s_d^* 和制动打滑率 s_b^* 的概念:

$$\begin{cases} s_d^* = \dfrac{v_w - v_s}{v_w} \times 100\% \\ s_b^* = \dfrac{v_s - v_w}{v_s} \times 100\% \end{cases} \tag{2-14}$$

驱动工况下，$v_w \gg v_s$，随着 M 的增大，带条速度 v_w 不断增加，鬃毛剪切变形偏向一侧，如图 2-20(a)所示。剪切应力值向正方向转移，并由初始值 τ_0 开始上升，上升极限为最大摩擦剪应力 $\tau_{x\max}=+\mu p$，如图 2-20(b)所示。假设 μ 为常数，则剪切应力值保持不变，直到离开夹持区。当切向力(纵向力)为零时打滑率 s_d^* 为负值，切向力随着带条打滑率增大而上升直到极限值。保持 v_s 不变而加大 v_w，从而 s_d^* 增大，剪切应力曲线下的面积增加，但由于受到极限值 $+\mu p$ 的限制，面积增加呈现递减趋势。根据式(2-13)可知曲线下的面积与切向力 F_{x0} 成比例关系，如图 2-20(c)所示。

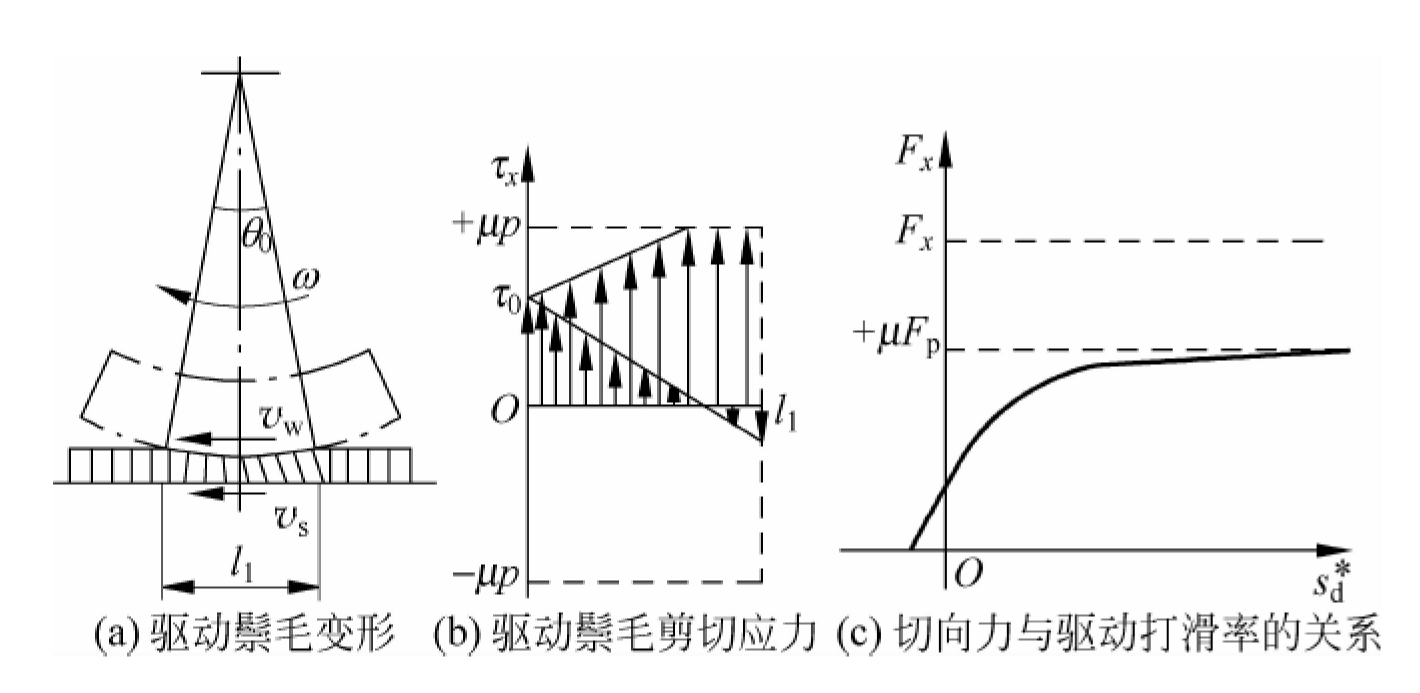


图 2-20　驱动鬃毛刷子模型示意图

切向力最大值为

$$F_{x0\max}=\int_0^{l_1}\tau_{x\max}b_1\mathrm{d}x=\int_0^{l_1}\mu p b_1\mathrm{d}x=\mu b_1\int_0^{l_1}p\mathrm{d}x=\mu F_p \tag{2-15}$$

根据假设条件可知，零压下鬃毛刷子模型的积分区间$[0,\ l_1]$实际是包角内弧线的长度，由于零压下轮胎弹性仅为胎冠材料弹性，实际包角 θ_0 不是很大，与弧长段带条相连的鬃毛数量比正常气压下接地印迹长度范围内少，弹性小。因此式(2-15)所描述的切向力最大值比正常气压下该轮胎接地印迹内的纵向力 F_x 要小(见图 2-20(c))。

制动工况下，$v_w \ll v_s$，力矩 M 为负值，与带条相连的鬃毛产生的剪切变形方向与驱动工况相反，鬃毛剪切应力 τ_0 从正值减至负值，其斜率大于自由滚动时的斜率，剪切应力可达到 $-\mu p$ 的限制。图 2-21 所示为制动工况下鬃毛变形、剪切应力和制动切向力示意图。同理，此时的制动切向力最大值比正常气压下的制动纵向力要小。

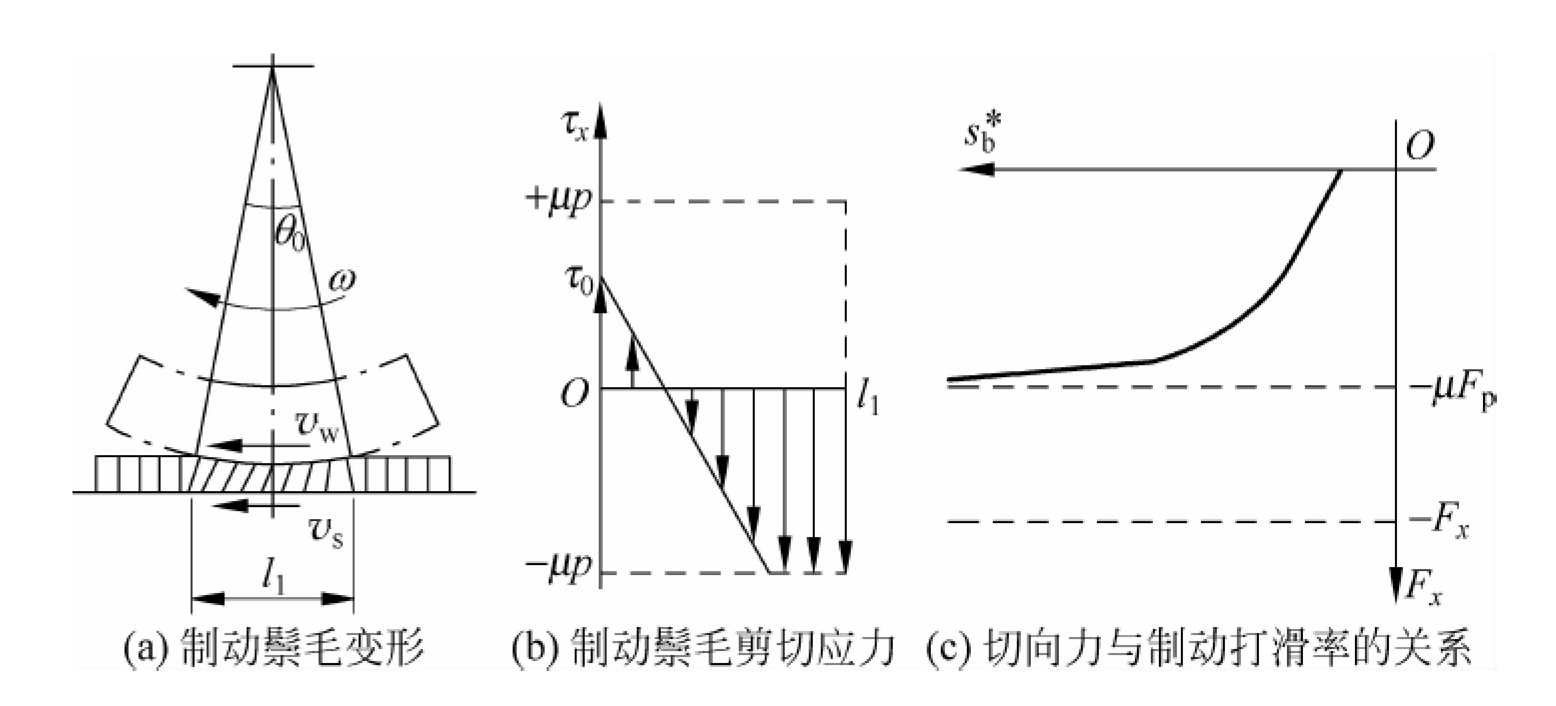


图 2-21　制动鬃毛刷子模型示意图

在车辆零压行驶中，当 RFT 中心受到侧向力作用时，弹垫片内相应地产生地面侧向切向力 F_{y0}(侧向力)。假设在轮胎刚刚受到侧向力作用时，弹垫片尚未产生侧向偏移量之前，

同样由于鬃毛具有“黏附于路面”的趋势，鬃毛将产生侧向剪切变形，如图 2-22(a)所示，同理侧向剪切应力 τ_y 导致的轮胎侧向力 F_{y0} 为

$$F_{y0} = b_{\mathrm{I}}\int_0^{l_1}\tau_y \mathrm{d}x \tag{2-16}$$

侧向剪切力与纵向剪切力相似，侧向力与侧偏角 α 也成比例关系，最大侧向剪切力 $\pm\tau_{y\max}=\pm\mu p$。如果达到最大值后侧偏角继续增加，部分弹垫片的橡胶区域出现打滑，则侧向力 F_{y0} 会上升减缓。侧向力与随侧偏角上升的斜率称为侧偏刚度 k_α，零压下的轮胎与内支撑接触，失去了气压提供的弹性，侧偏刚度会大大增加，因而零压下的轮胎侧向力随侧偏角的增大斜率会比较小。因为侧向力主要是由于轮胎受到侧向载荷而产生的，从 RFT 受力平衡的角度考虑，在较大侧偏角下，相同载荷的零压侧向力 F_{y0} 与正常气压侧向力 F_y 应该相近(见图 2-22(b)的示意)。

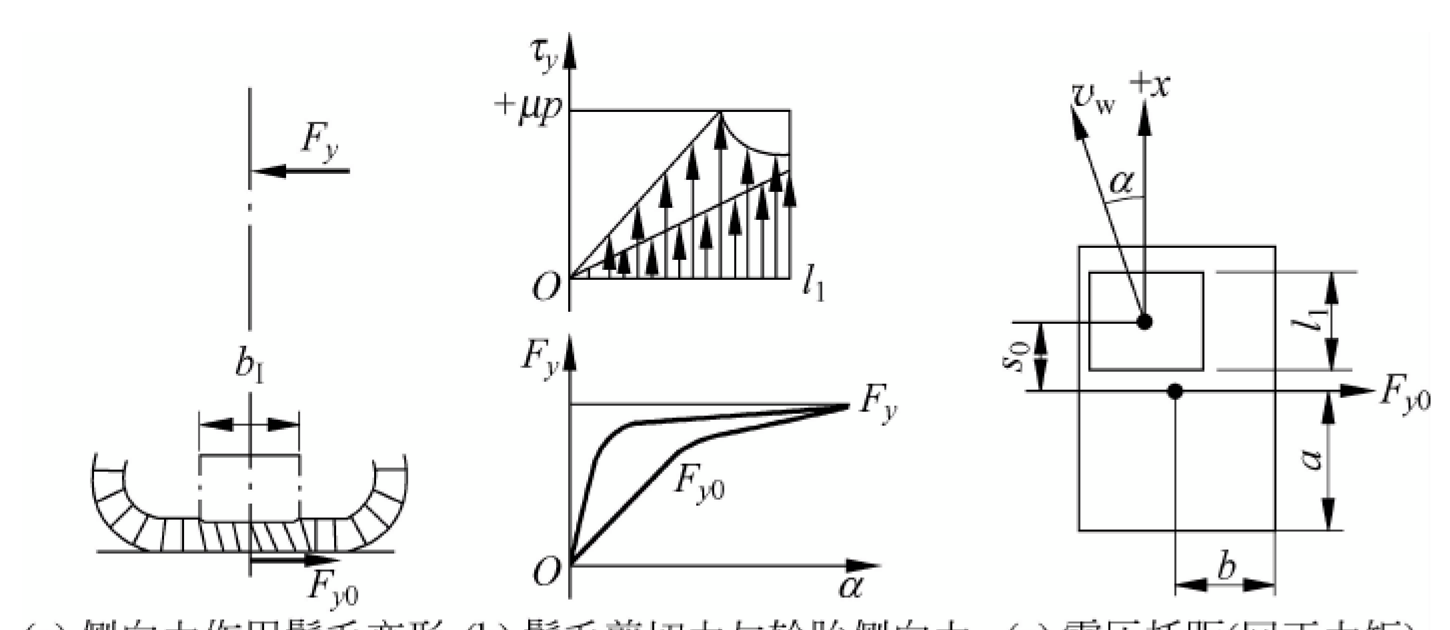


图 2-22　侧偏鬃毛刷子模型和回正力矩示意图

充气轮胎的回正力矩 M_z 是由于侧向力 F_y 作用点后移而产生的，这一后移量称为“气胎拖距 s”。RFT 在零压状态下，弹垫片包角弧面中心和轮胎接地印迹中心会由于轮胎松弛而出现更大的偏差，在纵向(x 方向)将产生更大的拖距，可以称为“零压拖距 s_0”，如图 2-22(c)所示，则零压下的回正力矩 M_{z0} 可以简单地表示为

$$M_{z0} = F_{y0}s_0 \tag{2-17}$$

充气轮胎的气胎拖距 s 随着侧偏角 α 的增大而减小，因而使回正力矩在较小侧偏角下较大，而较大侧偏角下较小。这种回正力矩的变化规律有利于车辆的转向(较大角度)和自动回正(较小角度)，使车辆操纵轻便灵活。RFT 零压拖距 s_0 随侧偏角 α 的增大不会减小，反而有增大趋势，所以零压下的回正力矩 M_{z0} 将随侧偏角 α 的增加呈现增大趋势。这将使车辆转向操作变得困难，操纵灵活性变差。

2.2.5　RFT 零压滚动阻力

充气轮胎在刚性路面滚动时的滚动阻力，主要是由于充气轮胎变形时轮胎材料中产生弹性迟滞(或称弹性后效)所引起的。轮胎与路面接触印迹内的滑动摩擦阻力，轮胎内部空气流动所引起的阻力，轮胎转动对外界空气扰动所形成的风扇阻力也都计入充气轮胎的滚动阻力当中。在这些阻力中，轮胎材料弹性迟滞阻力占轮胎滚动阻力的 90%～95%。根据 RFT 零压续跑行程等效系统模型和行走鬃毛刷子模型可知，零压滚动的 RFT 轮胎变形量比正常充气状态下明显增大，轮胎的接地区域范围和面积增加，且内支撑与轮胎内壁接触为

包角，在接触界面轮胎单元将受到内支撑和路面的挤压和双面摩擦。因此，此时 RFT 滚动阻力的组成和分配情况与正常充气状态下有所区别，主要包括轮胎变形的弹性迟滞阻力、接触区域的双面摩擦阻力、转动轮胎的旋气流效应阻力等。

1. 弹性迟滞阻力

RFT 零压滚动中，在大部分非接地区域，轮胎胎冠切向弹簧-阻尼单元以及胎侧的径向并联弹簧-阻尼单元提供作用力维持轮胎自然轮廓。当胎冠的单元随车轮转动进入轮胎接地界面区域时，弹簧-阻尼单元开始发生作用并转化为等效弹垫片。在两端拉力和上下接触压力联合作用下，弹垫片将产生多方位变形，其内部会由于变形而产生附加的摩擦效应，轮胎材料（主要是帘布层）间的相对运动产生阻尼力。弹簧-阻尼单元的阻尼力和弹垫片内部阻尼力之和构成轮胎在零压滚动中的弹性迟滞阻力，可由下式表示：

$$R_e = \sum R_s(i) + R_u \tag{2-18}$$

式中，R_e——弹性迟滞阻力；

$R_s(i)$——单个弹簧-阻尼单元阻尼力，$i=1,2,3,\cdots$；

R_u——弹垫片内部阻尼力。

2. 接触摩擦阻力

在图 2-18 所示的 RFT 零压续跑行程等效系统模型中，弹垫片实质上是轮胎外缘圆弧在接地区域被迫压平面形成的弦长（xz 面），与内支撑和路面双面接触，弦长即为轮胎接地印迹长度 $2a$。由于其两端弹簧-阻尼单元的拉力和内支撑与路面的夹持力，弹垫片在纵向和横向将产生相对的部分滑移运动。由于部分滑移运动而造成弹垫片上下表面的附加接触摩擦阻力，接触摩擦的存在，引起轮胎的磨损，其能量转化为热能，由此产生了车辆动力系统不得不克服的附加接触摩擦阻力。附加接触摩擦阻力可以用下式表示：

$$R_f = R_t + R_g \tag{2-19}$$

式中，R_f——附加接触摩擦阻力；

R_t——内支撑给弹垫片的摩擦力；

R_g——路面给弹垫片的摩擦阻力。

3. 旋气流效应阻力

零压续跑行程中的轮胎在旋转中会导致气流损失，产生一种类似风扇的旋气流阻力。由于空气具有一定的粘性，高速旋转的轮胎表面会由于边界层空气粘性作用产生切向气流摩擦阻力，它们与轮胎旋转速度方向相反，且与轮胎表面面积与形状有一定关系。另外 RFT 在前进过程中，轮胎后部会由于空气流体分离产生涡流流态，造成轮胎迎风面和背风面之间的压差阻力。RFT 旋气流效应阻力也是对整个车辆空气动力学气流影响的一部分，可表示为

$$R_c = R_s + R_b \tag{2-20}$$

式中，R_c——轮胎旋气流阻力；

R_s——表面摩擦阻力；

R_b——涡流阻力。

4. 零压续跑行程轮胎滚动阻力

综上所述，RFT 在刚性路平路面行驶时，零压续跑行程中的滚动阻力 R 应该包括弹性

迟滞阻力 R_e、接触摩擦阻力 R_f 和轮胎旋气流效应阻力 R_c 三部分，即

$$R = R_e + R_f + R_c \tag{2-21}$$

内支撑尺寸参数和结构参数与 RFT 零压滚动阻力有着密切的关系，特别是内支撑承担起行走任务后，挤压接触面积影响轮胎弹性变形程度和弹垫片的大小，进而影响轮胎弹性迟滞阻力和接触摩擦阻力的大小。

2.3 RFT 零压行走能力分析

2.3.1 碾胎和脱圈的基本条件

轮胎是否还具备行走能力，以轮胎是否发生碾胎和脱圈为主要依据。所谓碾胎是指轮胎与轮辋的结合力不足以维持轮胎与轮辋的相对同步转动，导致胎圈与轮缘之间产生滑转，胎体和胎冠随车轮滚动呈波浪式沿轮辋爬行。当爬行中胎圈滑移轨迹越出轮缘胎圈座凹槽后，胎体很快会整体脱离轮辋，造成轮胎脱圈。

发生碾胎和脱圈的条件是负载轮胎胎体变形达到折叠程度，如图 2-23 所示。胎体偏移使胎侧与轮缘发生挤压，且车轮具有一定的滚动速度，其中变形程度是基本条件，静止的负载轮胎没有气压时不会碾胎和脱圈。

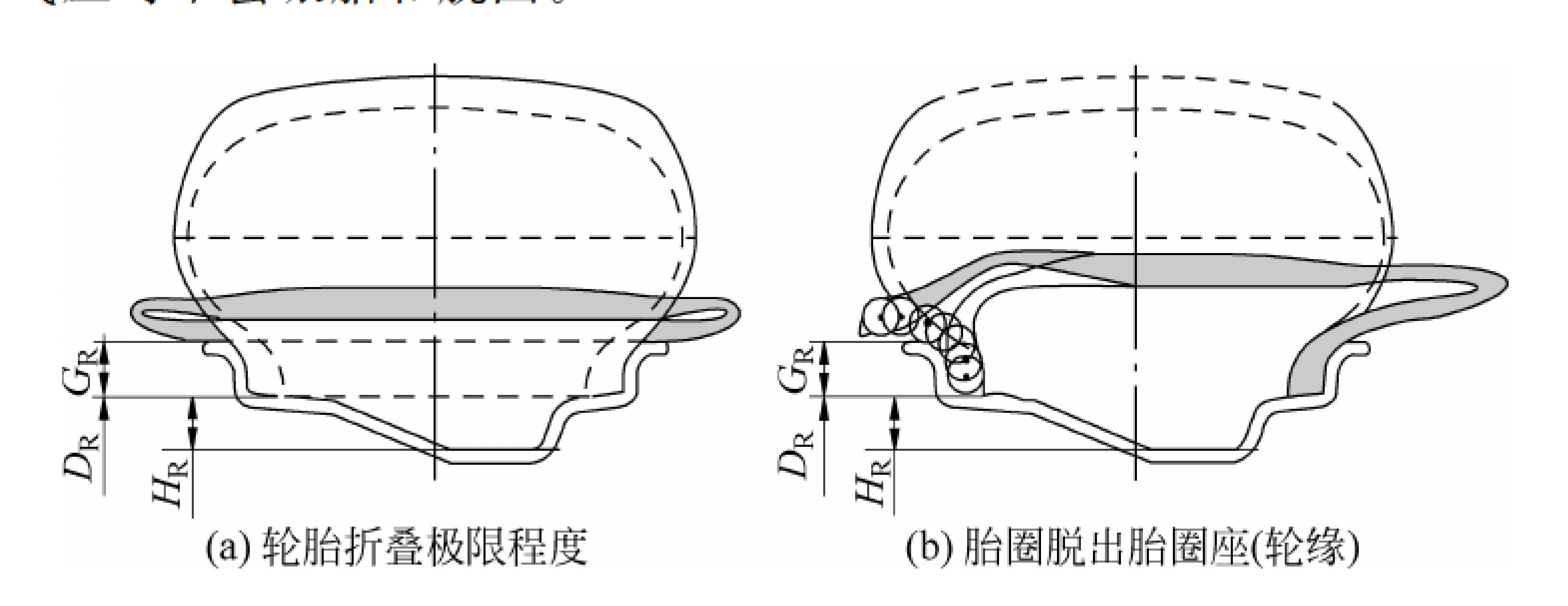


图 2-23 轮胎碾胎和脱圈条件示意图

若胎体变形没有达到折叠程度，在一定速度下轮胎仍可以滚动行走，但具有碾胎和脱圈的可能。发生碾胎容易造成轮胎帘布、钢丝等与橡胶基体脱离，或者造成帘线钢丝等断裂，致使轮胎局部强度大大降低。发生脱圈则轮胎彻底失去行走能力。普通充气轮胎在漏气失压后行驶很容易发生碾胎和脱圈现象，零压下的普通轮胎几乎不具备行走能力。因碾胎和脱圈与胎体变形有直接关系，带有内支撑的 RFT 支撑物的高度 h_I 和宽度 b_I 能够保证胎体零压变形的程度不足以达到碾胎和脱圈基本条件，使其具备零压行走能力。由 RFT 零压续跑等效系统模型可知，轮胎零压接地的变形体现在两个方面，即纵向变形和侧向偏移。

纵向变形以径向压缩变形为主，还包括纵向滑移变形。径向压缩变形程度比正常充气轮胎压缩变形程度大，变形量 δ_T 取决于内支撑高度 h_I(断面高度)的大小。h_I 值越小，则 δ_T 值越大。轮胎径向压缩变形越大，各弹簧-阻尼单元做功越多，轮胎生热越快或温度越高。如果 δ_T 值超过某一极限 δ_{max}，则弹簧-阻尼单元超过其弹性和阻尼极限而失效，轮胎行驶轮廓将破坏，胎圈与轮辋胎圈座之间结合力将不能保证轮胎随轮辋同步转动，发生脱圈或碾胎现象，车轮续跑能力随之丧失。另一方面，由于弹簧-阻尼的刚度和阻尼没有充气压力提供的成分，仅与轮胎材料本身的性能相匹配，弹簧-阻尼单元表现为柔软特性，当弹垫片受到侧

向力作用时，连接它的弹簧-阻尼单元发生一边拉伸和一边压缩以平衡侧向力，胎体在径向变形中会伴随出现侧向偏移，即轮胎行驶面中心线偏离原来车轮对称面。内支撑断面顶部宽度 b_I 的大小将影响侧向偏移量 e_T 的大小。当 b_I 值越小，则 e_T 值越大。轮胎侧向偏移变形越大，弹簧-阻尼单元做功也越多，增加轮胎温升。如果 e_T 值超过某个偏移极限 e_{max}，则拉紧一侧的弹簧-阻尼单元失效，轮胎胎圈脱出轮缘，继续行驶则迅速脱圈，车轮续跑能力丧失。

另外，根据 RFT 零压行走鬃毛刷子模型可知，内支撑高度 h_I 与纵向鬃毛有效触地数量有关，h_I 值越小，即内支撑半径 r_I 越小，根据式(2-11)和式(2-13)可知，接地印迹内产生的切向力减小。内支撑宽度 b_I 越小，同样切向力减小，进而影响轮胎零压滚动性能，零压行走质量会大大降低。反之，若内支撑高度 h_I 和宽度 b_I 均较大，则轮胎零压行走能力强。

可见，轮胎在零压下继续行走的能力取决于内支撑的基本参数，即内支撑高度与宽度。为了直观地描述内支撑基本参数与轮胎之间的关系，特定义其高度和(顶部)宽度与正常充气状态下轮胎轮廓参数之间的基本关系，即内支撑高度系数 k_h 和(顶部)宽度系数 k_w 两个基本概念，它们的定义式为

$$k_h = \frac{h_I}{H_T} \times 100\% \qquad (2\text{-}22)$$

$$k_w = \frac{b_I}{B_T} \times 100\% \qquad (2\text{-}23)$$

式中，h_I——内支撑断面高度；

H_T——轮胎断面内部空间最大高度；

b_I——内支撑断面(顶部)宽度；

B_T——轮胎断面内部空间最大宽度。

由式(2-22)和式(2-23)控制了内支撑参数与正常充气轮胎轮廓参数之间的关系，同时也决定了 RFT 续跑能力的大小。同一轮胎采用不同的内支撑高度系数和(顶部)宽度系数，轮胎零续跑能力不同。同一系列轮胎采用相同的内支撑高度系数和(顶部)宽度系数，轮胎零续跑能力相近。根据所基于的轮辋和轮胎(扁平程度)的不同以及地面性质(刚性和松软)的不同，各系数定义的参数值可进一步具体化。

2.3.2　道路冲击与内支撑振动

零压滚动中的内支撑直接接触轮胎(弹垫片)和轮辋(刚性接触)，此时轮胎的弹性主要靠弹垫片本身(轮胎材料)的弹性维持，比失压前的弹性(Fiala 轮胎模型的弹簧)减小许多，轮胎原有的包容特性消失，所以处于零压续跑行程中的轮胎振动加剧，进而影响车辆乘坐舒适性。RFT 系统振动可以分为两种：自激振动和外部激振。在零压续跑行程中，轮胎的不均匀性、内支撑跳动度、分体接头、胎面花纹等是 RFT 自激振动的主要振源。由于道路凹凸不平和几何障碍物的冲击会引起外部激振。

图 2-24(a)所示为携带内支撑的 RFT 实际物理系统。在正常气压下，内支撑受到来自经轮胎和轮辋传递的路面冲击而发生振动。在零压续跑行程中，内支撑直接承受经轮胎传递的路面冲击，同时承受经轮辋传递的负载重压，也会带来内支撑的振动。这些振动的形式可以表现为左右振动变形(见图 2-24(b))、上下振动变形(见图 2-24(c))或它们的组合振动变形。

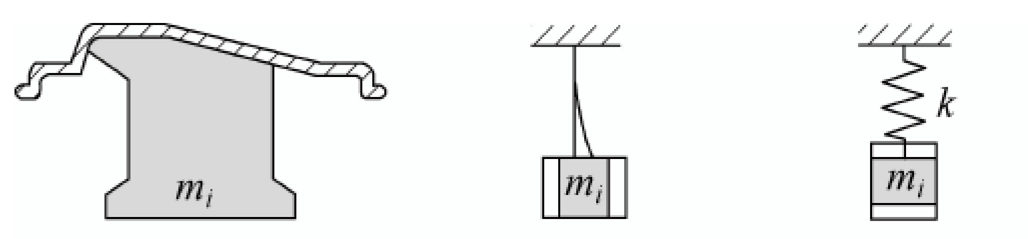


图 2-24 内支撑振动系统模型

以图 2-24(c)所示的上下振动模型为例，推导内支撑在车轮垂直方向受迫振动时的运动方程。该模型由质量块 m_i 和劲度系数为 k 的弹簧构成，因仅在一个方向上(垂直方向)产生位移，为分析和推导方便，假设其是一个单自由度简谐振动系统，如图 2-25(a)所示。

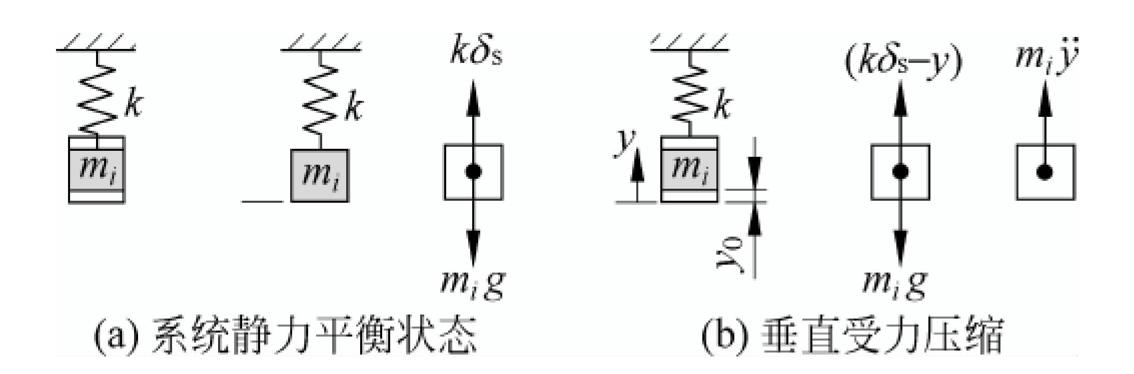


图 2-25 内支撑子单元单自由度振动系统

系统在静力平衡状态时，其重力和弹簧力相等，即

$$k\delta_s = m_i g \tag{2-24}$$

式中，δ_s——静态位移；

g——重力加速度。

假设质量 m_i 受压向上产生位移 y，如图 2-25(b)所示，根据牛顿第二定律可知

$$m_i g - k(\delta_s - y) = -m_i \ddot{y} \tag{2-25}$$

式中，$\ddot{y}$——质量 m_i 的加速度。

式(2-24)和式(2-25)联立，得到系统的运动方程

$$m\ddot{y} + ky = 0 \tag{2-26}$$

因为位移 y 是相对于静力平衡位置的，故式(2-26)可以写为

$$\ddot{y} + \omega_n^2 y = 0 \tag{2-27}$$

其中系统无阻尼状态下的角频率 ω_n 为

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m_i}} \tag{2-28}$$

为求解方程(2-27)所示的微分方程，首先需要定义其初始条件。因为该方程是一个二阶微分方程，它至少需要两个初始条件。假设 $t=0$ 时，压缩弹簧到位置 y_0，然后释放，此时初速度为 0。则 $t=0$ 时的初始条件为

$$\begin{cases} y(0) = y_0 \\ \dot{y}(0) = 0 \end{cases} \tag{2-29}$$

单自由度系统微分方程的通解为

$$y(t) = c_1 \sin\omega_n t + c_2 \cos\omega_n t \tag{2-30}$$

式(2-30)应用初始条件后可得到 $c_1=0$，$c_2=y_0$，所以

$$y(t) = y_0 \cos\omega_n t \tag{2-31}$$

式(2-31)表示质点在任意时刻相对于平衡状态的位置。由式(2-31)进一步求导得到速度和加速度的表达式为

$$\dot{y}(t)=\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t}=-y_0\omega_n\sin\omega_n t \tag{2-32}$$

$$\ddot{y}(t)=\frac{\mathrm{d}^2y}{\mathrm{d}t^2}=-y_0\omega_n^2\cos\omega_n t \tag{2-33}$$

内支撑的振动特性如图2-26所示,并由该图可定义内支撑动态系统的周期和频率。

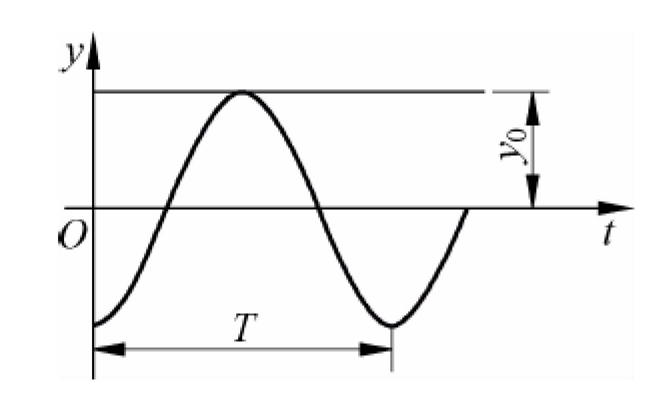


图2-26　内支撑振动的周期和频率

周期 T 可以定义为子单元质量 m_i 运动一周所需要的时间,单位为秒(s);频率 f 定义为子单元每秒钟内循环一周的次数,单位是赫兹(Hz)。角频率 ω 所描述的是子单元每秒钟内经历的弧长,单位为弧度每秒(rad/s)。频率 f 与周期 T 和角频率 ω 的关系为

$$f=\frac{1}{T}=\frac{\omega}{2\pi} \tag{2-34}$$

内支撑受到的外部激励振动源主要来自道路的振动和冲击,振动源可能是突然的、随机的,或者是正弦的、阶梯的等时间的函数。为了推导系统的受迫振动运动方程,可假设采用最基本的振动源如正弦载荷作用于内支撑振动系统,分析其响应特性。为了简化分析和表达式的描述,暂时忽略阻尼的影响。图2-27所示为内支撑受到正弦激励作用的等效弹簧系统模型。该系统的运动方程为

$$m_i\ddot{y}+ky=F_0\sin\omega t \tag{2-35}$$

式(2-35)两边同时除以质量 m_i,再将式(2-28)代入,得

$$\ddot{y}+\omega_n^2 y=\frac{F_0}{m_i}\sin\omega t \tag{2-36}$$

式(2-36)的解分为通解和特解两部分,其中通解 y_h 可以表示为

$$y_h(t)=A\sin\omega_n t+B\cos\omega_n t \tag{2-37}$$

假设式(2-36)的特解 y_p 函数形式为

$$y_p(t)=Y_0\sin\omega t \tag{2-38}$$

对式(2-38)两边求导,并由式(2-36)和式(2-28)可解出 Y_0 为

$$Y_0=\frac{F_0/k}{1-(\omega/\omega_n)^2} \tag{2-39}$$

因此,内支撑受正弦载荷作用的弹簧系统谐振方程为

$$y(t)=y_h(t)+y_p(t)=A\sin\omega_n t+B\cos\omega_n t+\frac{F_0/k}{1-(\omega/\omega_n)^2}\sin\omega t \tag{2-40}$$

在式(2-40)中,通解部分描述了系统的自然响应,特解部分描述了系统的受迫响应。式(2-39)所描述的 $Y_0/(F_0/k)$ 与 ω/ω_n 的关系曲线如图2-28所示。可以看出,当频率比值接近1时,振幅越大,容易发生共振现象。无论是正常气压还是零气压下行驶,外部激振频率都有可能与内支撑的固有频率同步,发生共振激励导致内支撑材料剧烈变形而破坏,内支撑被甩出轮辋槽,轮胎失去续跑能力,对车辆起不到应有的安全保护作用。

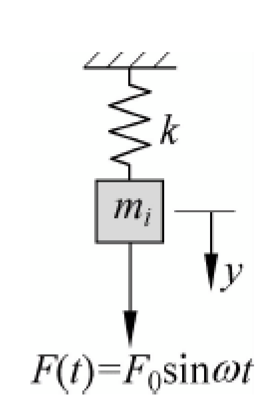




图 2-27 受正弦载荷作用的弹簧系统模型

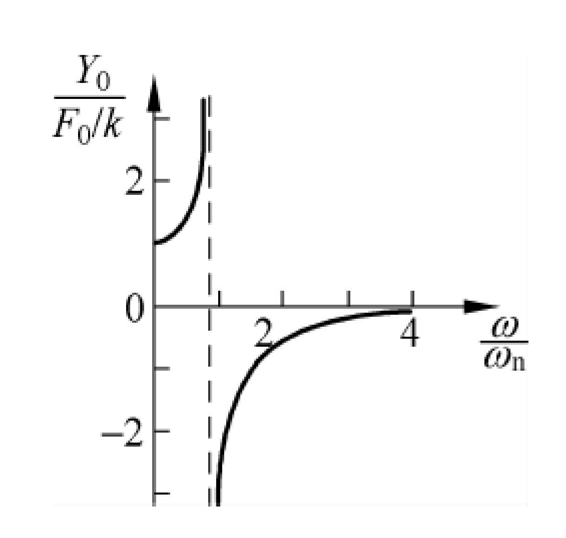
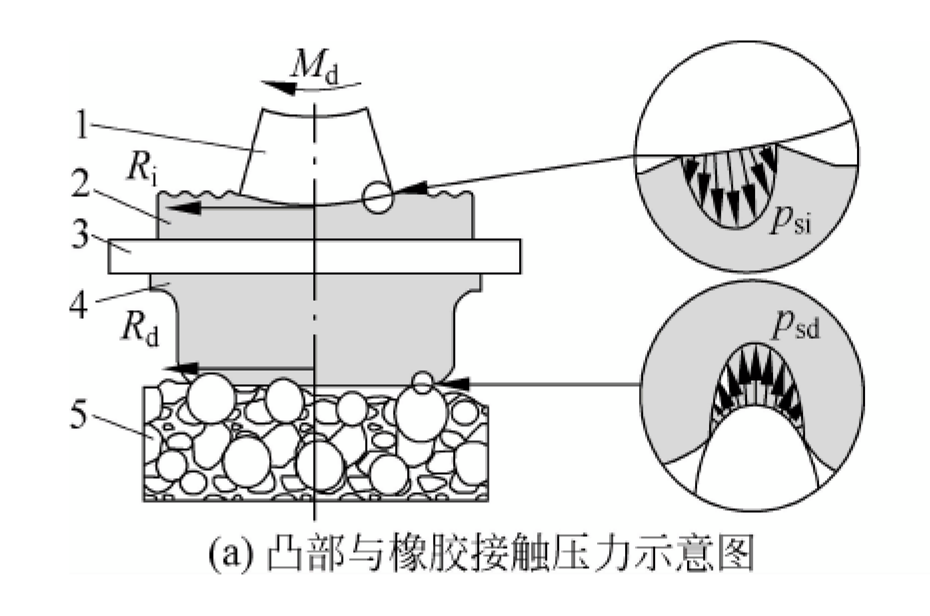


图 2-28 受迫振动振幅与频率的关系

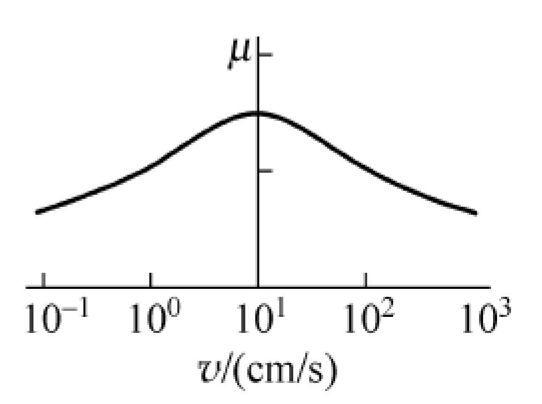
2.3.3 界面摩擦与损伤破坏

根据 RFT 零压行走鬃毛刷子模型可知，轮胎在接地印迹内与地面之间存在滑动的情况。零压下内支撑还与轮胎内表面存在纵向滑动或侧偏滑移。相对位移的存在，将导致界面摩擦现象发生。RFT 界面摩擦可分为外界面摩擦和内界面摩擦两类。外界面摩擦指内支撑表面和轮胎内表面以及轮胎行驶面与地面之间的界面摩擦；内界面摩擦主要指轮胎胎体内部结构材料界面之间的摩擦。

实际的硬路面多是凹凸不平的砂石混合料表面，胎面橡胶一般被花纹沟分为橡胶块。当橡胶块与凹凸不平的路面接触时，因为橡胶较软，会在路面凸部引起相当大的橡胶变形，同时发生与凸部的真实接触，如图 2-29(a)所示。接触部分会产生摩擦力 R_d，包括与真实接触面积成比例的黏着摩擦力 F_1 和因迟滞损失引起变形损失摩擦力 F_2。在潮湿的路面行驶时，由于水膜介入接触部之间，虽然在接触压力高的地方水膜可破裂，但真实接触面积减少，使 F_1 成分降低。在交通量较多的路面，因砂石等混合料的凸部被磨平，局部接触面积增大，但接触压力会减小，若再有水膜介入，水膜不易被破坏，F_1 也会降低，同时 F_2 也因为橡胶变形减轻而减小。



(a) 凸部与橡胶接触压力示意图



(b) 橡胶摩擦系数随滑动速度的变化

图 2-29 RFT 外界面接触摩擦

1—内支撑；2—气密层胶料；3—带束层；4—胎面橡胶块；5—路面砂石

内支撑与轮胎内表面之间的“包角”界面也存在摩擦现象。无内胎子午线轮胎内壁由一层气密性较好的丁基橡胶或卤化类丁基胶组成，表面呈有一定规律的波纹，当内支撑外表面与轮胎内表面接触时，由于压力的作用，较硬的内支撑在接触面有压陷发生，形成“包角”。气密层表面波纹凸部随同压陷或压平(见图 2-29(a))，同样存在着接触摩擦力 R_i。所以被夹持的轮胎部分同时受到接地印迹路面摩擦和“包角”内支撑摩擦，且在驱动和制动的滑动过程中，双面摩擦力 R_d 和 R_i 的大小和方向也会不断发生变化。

橡胶的滑动摩擦系数 μ 随滑动速度的变化如图 2-29(b)所示，当速度为 10cm/s 时 μ 最大，但此速度范围远小于车辆实际使用的速度范围，故在计算轮胎的摩擦力时，常近似地把固体的静止最大摩擦当作轮胎滑动最大摩擦来处理。当车轮抱死或车轮完全打滑时，可认为符合库仑(Coulomb)摩擦准则，摩擦力数值不能超过它的极限值，即

$$R_T = R_i + R_d \leqslant \mu(F_{iN} + F_{dN}) \tag{2-41}$$

式中，R_T——轮胎受到的摩擦力；

R_i——轮胎受内支撑的摩擦力；

R_d——轮胎受路面砂石的摩擦力；

μ——摩擦系数；

F_{iN}、F_{dN}——轮胎与内支撑和轮胎与路面之间的法向压力。

外界面摩擦直接造成轮胎内部气密层和外部行驶面的磨损或破坏，如气密层橡胶啃伤、波纹磨平、胎面花纹磨平、胎面橡胶偏磨等。当这些磨损达到一定程度后，使轮胎胎冠厚度变薄，结构强度降低，胎体更加柔软，当受到冲击或过大摩擦时，如刹车制动等工况，容易造成轮胎纵向过渡拉伸和压缩或侧向偏移时脱出轮辋。

轮胎胎体是一种帘线纤维增强的橡胶复合材料，其中帘线纤维本身又是由多根细丝加捻成股，然后二、三股在反方向加捻成线的，如图 2-30(a)所示。内界面摩擦包括橡胶基体与增强帘线之间、帘线本身细丝之间和橡胶基体内部微结构之间的界面摩擦，其特性表现为粘滞弹性复合材料的摩擦学特性。

轮胎零压滚动中，胎体在循环多力联合受力下不断被拉伸、压缩和弯折，极易造成胎体材料内界面摩擦，致使橡胶基体疲劳破坏、局部界面破坏和帘线破坏等复合材料界面损伤，如图 2-30(b)所示。当这些损伤发展到一定程度，出现胎体脱层、帘线断裂、花纹沟裂口、崩花掉块等现象，胎体强度不足以维持其胎圈与轮辋胎圈座之间的结合力时，轮胎就会脱离轮辋而不能继续行驶。

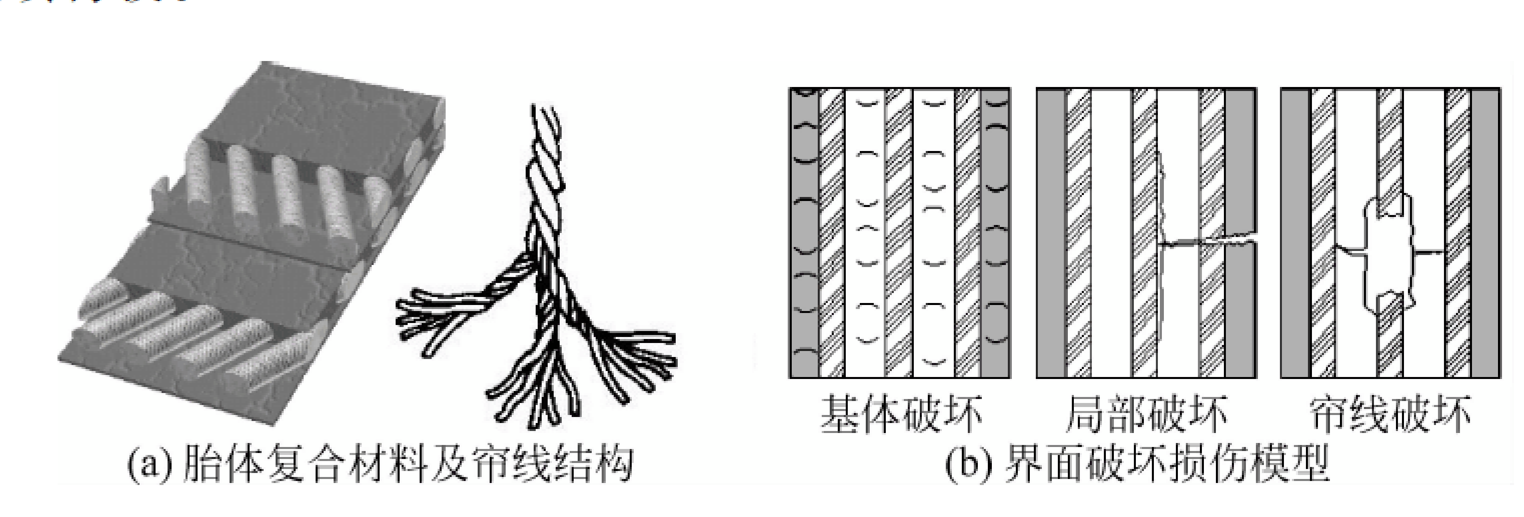


图 2-30　轮胎胎体结构及界面损伤

2.3.4　温度升高与轮胎失火

单从轮胎材料的摩擦和损伤破坏角度看，长期零压滚动的轮胎具有脱圈可能性。由于零压滚动的轮胎存在着外界面摩擦和内界面摩擦，外界面摩擦造成能量损失转化为热能，即摩擦生热现象。而内界面摩擦不遵循传统的摩擦理论，静摩擦和滑动摩擦的界限不明显。根据 RFT 零压续跑等效系统模型可知，长时间的零压滚动弹簧-阻尼单元做功增加，轮胎帘布层数越多，相邻帘布层间的相对运动将产生的阻尼功越多。外界面摩擦生热和内界面阻尼功将转化为热能形式扩散到胎体基体内部和轮胎内腔与外部的空气环境，还有一部分热

能传递给内支撑和路面。在热能扩散传递的媒介中,路面和外部空气环境能降低热量积聚,而胎体基体、内支撑和轮胎内腔空气则没有降低整个 RFT 热量积聚的功能。热量积聚造成温度升高,当内支撑温度高于轮辋温度时,轮辋槽的接触部位会发生接触界面热量传递。

内支撑式 RFT 在正常气压下滚动,与普通充气轮胎有着类似的热状态。对于普通充气轮胎热源的研究以及它对轮胎性能的影响研究,已有不少人做了大量工作,研究表明:影响轮胎发热的主要原因是速度、距离和变形。轮胎开始滚动时,轮胎内的温度与周围环境温度相同,轮胎处于热平衡状态,随着轮胎的滚动,由于滞后损失和与地面间的摩擦生热,轮胎温度会逐渐升高,进入一个非稳态热阶段,经过一段时间以后,轮胎生热速度和散热速度达到新的平衡,轮胎温度场也达到一个新的平衡状态。装有内支撑的 RFT 在长距离行驶过程中,已经达到温度平衡的轮胎遭遇扎破而失压,内支撑接触轮胎内壁起到支撑作用,维持轮胎的基本行驶轮廓。根据零压续跑等效系统模型可知,此时轮胎的变形量较失压前增加,滞后损失能量增大,而且内支撑与轮胎内壁直接接触,继续行驶将再次破坏轮胎平衡温度场,经历一定时间后达到新的平衡。

要保证 RFT 继续行驶,轮胎的温度最高不能超过其耐久性的最高温度范围。斜交轮胎能正常工作并保证轮胎有足够耐久性的最高温度一般是 121.1℃,子午线轮胎必须限制在 93.3℃以下或更低温度。超越最高温度范围会使轮胎摩擦磨损和材料破坏加剧,更有甚者将导致内支撑材料软化变形和轮胎失火的危险。

内支撑采用材料宜采用质量较轻、刚度和模量较高的高分子聚合物塑料材料。由于塑料主要是由 C、H、O 等元素形成的有机物,遇火很容易燃烧。氧指数 O_I 是衡量塑料在空气中燃烧难易程度的重要标志,用下式表示:

$$O_I = \frac{[O_2]}{([O_2]+[N_2])} \times 100\% \tag{2-42}$$

式中,$[O_2]$——O_2 的流量;

$[N_2]$——N_2 的流量。

氧指数 O_I 小于 21,为易燃塑料;氧指数 O_I 在 21~27 之间为难燃塑料;氧指数 O_I 大于 27 的为自熄性塑料。RFT 的内支撑材料选择应考虑热量积聚和温升影响,选用难燃塑料,最好使用自熄性工程塑料,防止 RFT 自燃失火。

近两年,国内有研究者提出内支撑采用轻质高强度铝合金,但铝合金内支撑和轮辋都是金属材料,在车辆爆胎后的零压滚动中内支撑有滑转的可能性,内支撑和轮辋之间因缺乏自润滑条件而迅速生热,该热量会由金属内支撑很快传导到轮胎胎冠,导致本已经升温的轮胎迅速集聚更多热量而松弛脱圈,甚至自燃。因此,作者认为采用金属材料不是内支撑零件的最佳选择,其可行性需要进一步论证。

2.3.5 高速驻波与零压驻波

轮胎在常压高速行驶时,由于轮胎阻尼随车轮转速的增加而减小,高速行驶中离开接地印迹区域的胎冠面变形不能立即恢复,这种残留变形导致高速驻波(standing wave)的产生。车轮转速越高,离心力越大,轮胎的变形越难恢复,驻波现象越严重,如图 2-31(a)所示。轮胎被扎破或爆胎后,内支撑接触轮胎保持其行驶轮廓继续前进。由 RFT 零压续跑等效系统模型可知,此时轮胎刚度因缺失气压刚度而变得柔软,离开接地印迹区域的胎冠面变形程

度更大，轮胎材料弹性决定的自然回弹力更不容易使变形及时恢复。零压下的这种残留变形可以称为零压驻波(zero rolling wave)，如图 2-31(b)所示。

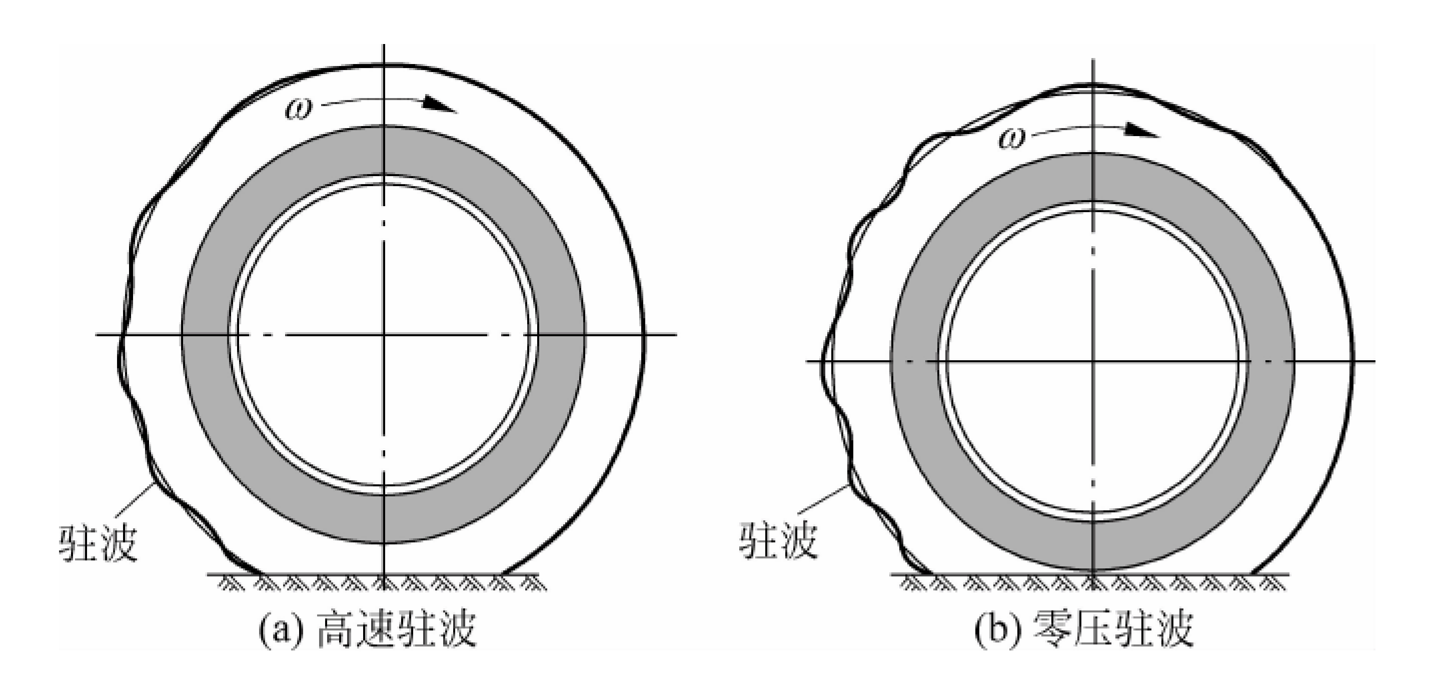


图 2-31　RFT 的驻波现象示意图

高速驻波和零压驻波的形成会显著增加能量的损失，从而产生大量的热，使胎体温度升高，胶料容易迅速老化和失效，内支撑面临高温变形危险，造成轮胎松弛脱圈，内支撑打滑脱落，最终使 RFT 失去行走能力。因为零压时的轮胎更为松弛，产生零压驻波的车辆极限速度比高速驻波车辆极限速度低，因此在零压续跑行程中车辆速度应该比正常行驶速度低一些，而且随着零压行驶的时间增加，逐渐降低行驶速度，以确保 RFT 行驶足够远的距离，使车辆顺利达到维修地点或完成紧急任务。

2.4　RFT 的滚动与滑动条件

2.4.1　RFT 常压接地压力分布

无论是常压还是零压下，只要轮胎与路面间相互作用，轮胎在接地印迹内就会形成力和力矩。在正常气压下，RFT 内支撑与轮胎没有发生接触，轮胎在接地印迹内的压力分布符合普通子午线轮胎压力分布规律，即呈抛物线分布：

$$q_z(x) = \frac{3F_z}{2a} \cdot \left[1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2\right] \tag{2-43}$$

式中，F_z——轮胎垂直载荷；

a——接地印迹半长度。

式(2-43)描述的抛物线是呈对称分布的，大量试验结果表明，对称抛物线分布只能表达轮胎承受较小载荷时的压力分布状况，而实际轮胎工作时的载荷是不断变化的，且变化范围较大，尤其是在轮胎重载时的压力分布不能简单地用对称抛物线描述。为了表达重载或超载轮胎接地印迹压力分布规律，可假设轮胎压力分布 $q_z(x)$的一般形式为

$$q_z(x) = \frac{F_z}{2a} \cdot \eta\left(\frac{x}{a}\right) = \frac{F_z}{2a} \cdot \eta(u) \tag{2-44}$$

式中，u——轮胎印迹相对坐标，$u = x/a$；

$\eta(u)$——任意压力分布函数。

设垂直载荷的偏距为 s，如图 2-32 所示。由图 2-32(a)可知

$$\begin{cases}\int_{-l}^{l} q_z(x)\mathrm{d}x = F_z \\ \int_{-l}^{l} q_z(x)\cdot x\cdot \mathrm{d}x = F_x s\end{cases} \tag{2-45}$$

则 $\eta(u)$应满足如下条件：

$$\begin{cases}\eta(1)=\eta(-1)=0 \\ \eta(u)\geqslant 0, & u\in[-1,1] \\ \eta(u)=0, & u\notin[-1,1] \\ \int_{-1}^{1}\eta(u)\mathrm{d}u = 2 \\ \int_{-1}^{1}\eta(u)\cdot u\cdot \mathrm{d}u = 2\dfrac{s}{a}\end{cases} \tag{2-46}$$

处于载荷工况下的轮胎接地印迹内压力分布经验模型如下：

$$\eta(u)=A(1-u^{2n})(1-Bu) \tag{2-47}$$

其中 A 和 B 为待定系数，根据式(2-45)的条件可得

$$\begin{cases}A=\dfrac{2n+1}{2n} \\ B=\dfrac{3(2n+3)}{2n+1}\cdot\dfrac{s}{a}\end{cases} \tag{2-48}$$

当 $n=2$，$s/a=0.04$ 时，即待定系数 $A=1.25$，$B=0.168$ 时，式(2-47)描述的压力分布即为子午线轮胎负载下接地印迹压力分布，如图 2-32(b)所示。该曲线描述的压力分布亦为 RFT 正常气压下滚动时轮胎与地面接触区域的压力分布规律。

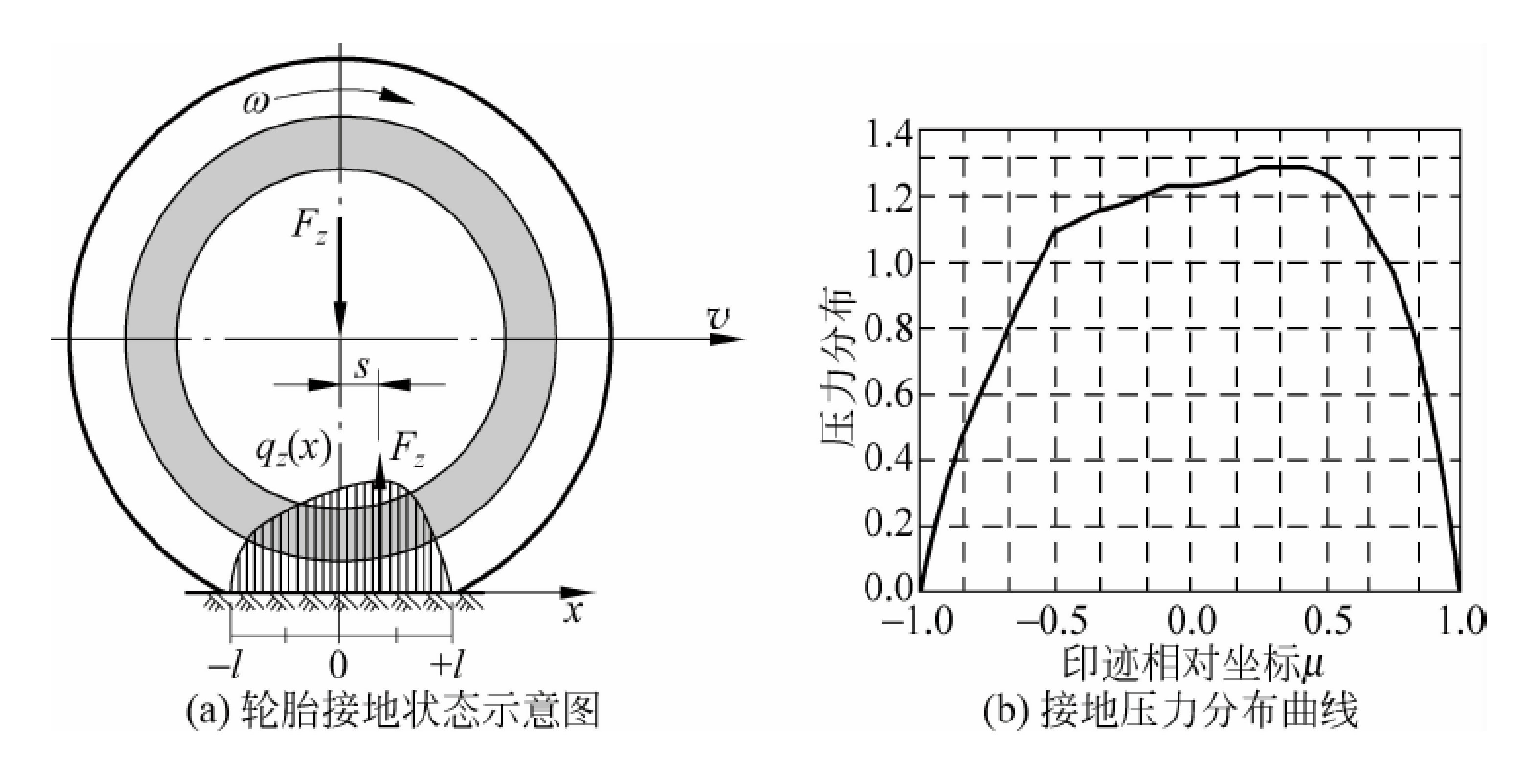


图 2-32 RFT 正常气压下轮胎接地

2.4.2 RFT 零压接地压力分布

根据 RFT 零压续跑行程等效系统模型可知，轮胎爆胎失压后靠胎体材料弹性恢复外形自然轮廓，靠内支撑协助维持接地界面的弹垫片位置，即保持合理的接地印迹。由于缺失了内气压提供的刚度成分，轮胎相对松弛，在接地印迹内地面摩擦力和内支撑挤推力作用下，轮胎行驶面在纵向会发生拉伸和压缩变形，如图 2-33 所示。

零压状态下，内支撑与轮辋刚性连接，而轮胎与轮辋柔性连接，且没有内气压提供的轮胎刚度。从动工况时，接地印迹面内由路面提供的纵向力 F_z 方向与拉力(或推力)P 的方向

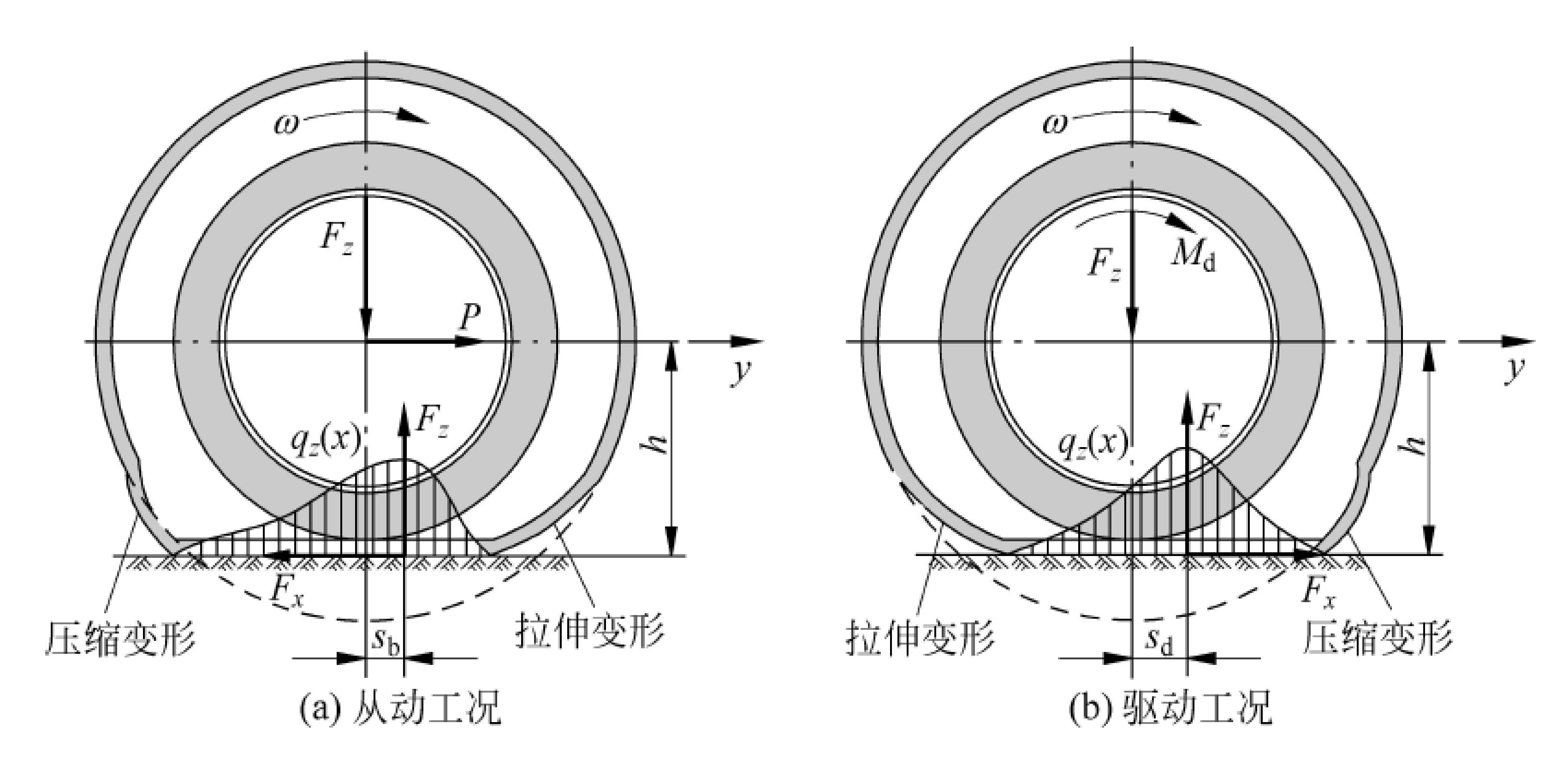


图 2-33 RFT 零压直线行驶时接地状态示意图

(前进方向)相反(见图 2-33(a)),若不发生滑动,轮胎前进方向的一侧将被拉紧,轮胎内部偏前接触到内支撑,而接地印迹面后移,压力分布中心偏距 s_b 比常气压下的偏距 s(见图 2-32)有减小趋势。驱动工况时,接地印迹面内由路面提供的纵向力 F_z 方向与驱动力矩 M_d 产生的轮胎前进方向一致(见图 2-33(b))。内支撑和轮胎(胎圈)都跟随轮辋同步旋转,若不发生滑动,则柔性轮胎在前进方向被压缩,使接地印迹前移,压力作用中心偏距 s_d 比常气压下偏距 s 有增大趋势。由于刚性内支撑直接接触轮胎,加之轮胎缺少了内气压提供的刚度成分,轮胎接地印迹内的压力分布将趋向集中。

2.4.3 RFT 从动工况滚动与滑动

由于轮胎接地印迹内压力分布的不对称,使承受铅垂载荷轮胎在地面受到拉力或扭矩而沿前进方向作平面运动时,会发生滚动和滑动两种基本运动状况。滚动是指轮胎在接地印迹内与地面间不发生相对位移,如发生相对位移称为滑动。装有内支撑的 RFT 无论是在正常充气状态下,还是在零压续跑行程中,只要轮胎没有脱圈,对于整个车轮(RFT 系统)来讲,轮胎滚动或滑动的受力状态与普通轮胎基本相同。图 2-34 所示为 RFT 在刚性路面从动运转状态的受力简图。当 RFT 受到车辆的水平拉力或推力 P 匀速运动时,轮胎上的力(力矩)构成一个平衡力系,其平衡方程组为

$$\begin{cases} \sum F_x = P - R_b = 0 \\ \sum F_z = W + G - N = 0 \\ \sum M_O = R_b h - N s_b - M_t = 0 \end{cases} \tag{2-49}$$

式中,$\sum F_x$—— 水平方向合力;

$\sum F_z$—— 垂直方向合力;

$\sum M_O$—— 对轮胎中心的合力矩;

R_b——接地印迹内反力水平分量;

W——负载,包括轮辋和轮胎本身的重量;

G——胎携带的内支撑重量;

N——接地印迹内反力的垂直分量;

h——轮胎中心距路面高度，零压下约等于内支撑半径 r_1（见图 2-34(b)）；

s_b——从动接地印迹内反力中心偏距；

M_t——从动轮胎受到的阻力矩，包括轴承摩擦力矩和车轮带动车辆部件产生的扭矩。

其中 R_b、s_b、h 是因为牵引力 P 和负载 W 的存在而引起的因变量。当 $P=0$，$W=0$ 时，即 RFT 处于既不受拉力又没有负载的静态状态，则 $R_b=0$，$s_b=0$，$h=r$（轮胎半径）。当拉力 P 和载重量 W 从零不断增大时，R_b、s_b、h 均随 P 和 W 的增加而增大到某一极限值，其中 R 的最大极限值为

$$R_{max} = f_r W \tag{2-50}$$

式中，f_r——滚动摩擦系数。

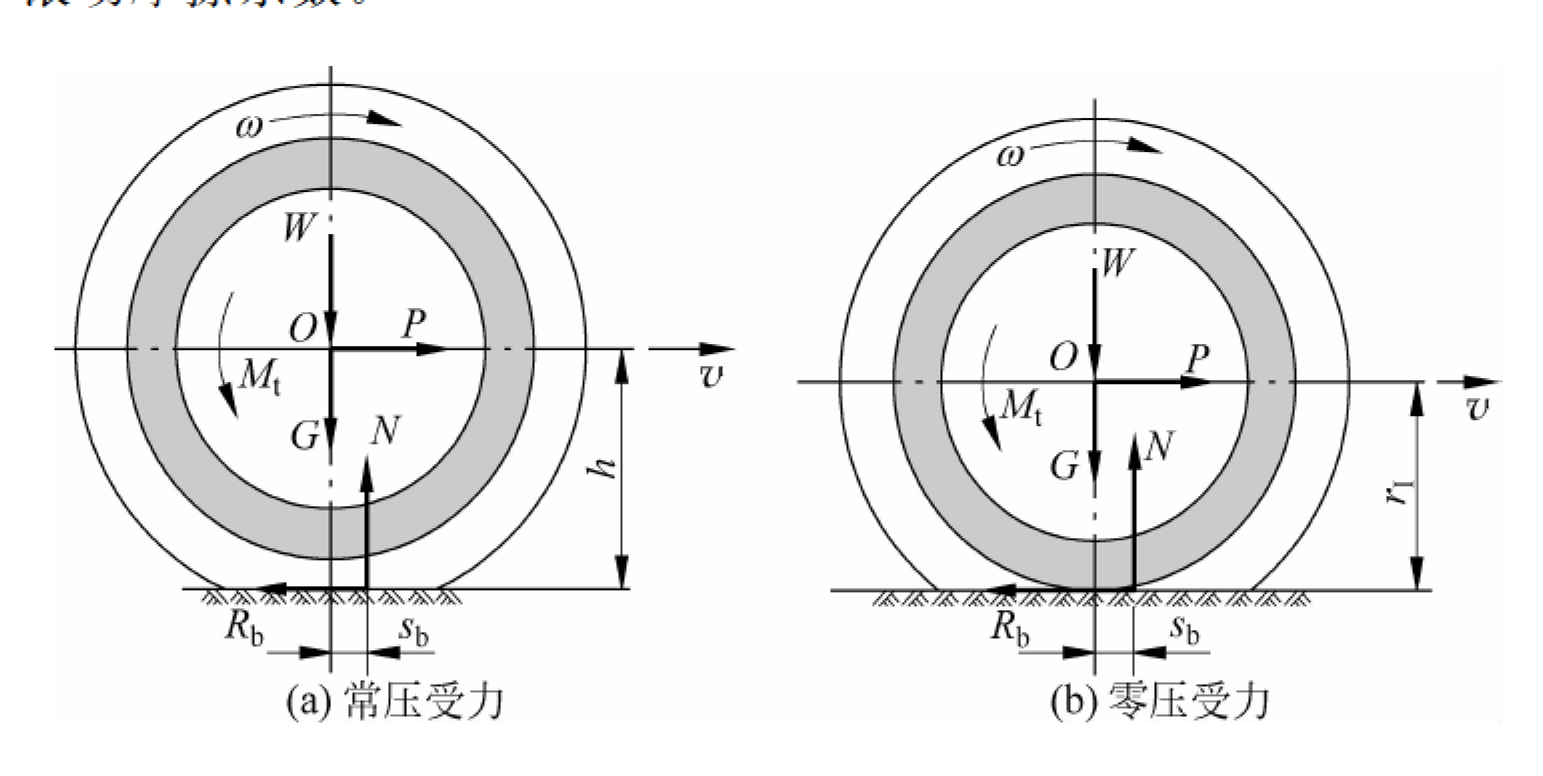


图 2-34 RFT 从动工况受力简图

在实际车辆行驶的过程中，由于地面的不平等因素，使得 R_b、s、h 和 P 值常有变化，轮胎的运转出现不同状况。根据平衡方程组(2-49)，并以式(2-50)的 R_{max} 为极限条件建立不等式来分析 RFT 在从动运转中的几种状态：

(1) 当 $R_{max}h<(W+G)s_b+M_t$，且 $P\leqslant R_{max}$ 时，RFT 不能滚动也不滑动；

(2) 当 $R_{max}h<(W+G)s_b+M_t$，且 $P>R_{max}$ 时，RFT 不能滚动但与地面将产生滑动；

(3) 当 $R_{max}h>(W+G)s_b+M_t$，且 $P>R_{max}$ 时，RFT 能够滚动且与地面有相对滑动；

(4) 当 $R_{max}h>(W+G)s_b+M_t$，且 $P\leqslant R_{max}$ 时，RFT 能够纯滚动。

2.4.4 RFT 驱动工况滚动与滑动

RFT 在刚性路面驱动运转状态与其从动运转状态下力的产生、变化和存在原理相似，只是主动运转是直接获得来自车辆传动系统的转动力矩从而得到牵引力(拉力或推力)。所以主动运转的 RFT 在地面接触区产生的摩擦阻力的方向与从动运转状态相反。图 2-35 所示为处于驱动运转状态下的 RFT 受力简图。常压等速运动时，力系平衡方程组为

$$\begin{cases} \sum F_x = R_d - T = 0 \\ \sum F_y = W + G - N = 0 \\ \sum M_O = M_d - Rh - Ns_d - M_t = 0 \end{cases} \tag{2-51}$$

式中，M_d——驱动力矩；

T——车体对 RFT 的作用力(外力)；

R_d——轮胎与地面接触面的摩擦力，其大小与轮胎花纹和路面性质有关；

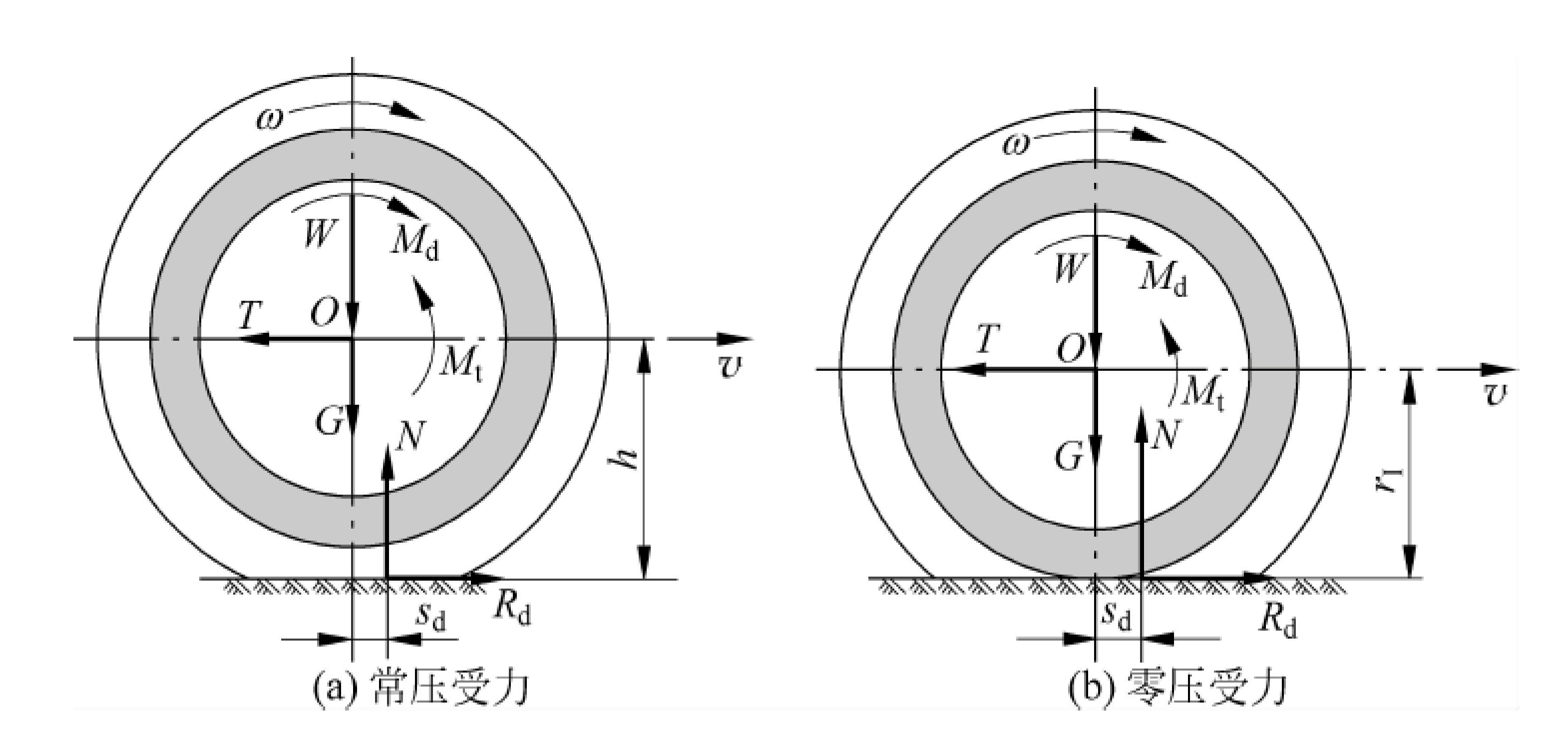


图 2-35 RFT 驱动工况受力简图

s_d——驱动接地印迹内反力中心偏距。

R_d 越大，RFT 所产生的牵引力越大，地面产生的切向反力就越大。R_d、s、h、T 均因 M_d 的存在而存在，它们也都有一个极限值。以 $R_d=T$，$N=W+G$ 代入式(2-51)，并以 R_{max} 为极限条件建立不等式，则驱动运转的 RFT 存在以下几种状态：

(1) 当 $M_d<Th+(W+G)s+M_t$ 时，RFT 不能滚动；

(2) 当 $M_d>Th+(W+G)s+M_t$，且 $T<R_{max}$ 时，RFT 能向前滚动且无滑动；

(3) 当 $M_d>Th+(W+G)s+M_t$，且 $T>R_{max}$ 时，RFT 将在原地滑转而不能前进。

2.5 RFT 纯滚动运动分析

2.5.1 内支撑子单元概念

当 RFT 满足滚动条件时，轮胎将能够为车辆提供应有的力和力矩，保证车辆按一定速度前进。RFT 常压滚动中，内支撑应该能够稳定地固定在轮辋槽中并保持同步，即内支撑与轮辋之间没有相对滑转运动。RFT 零压滚动中，内支撑接触轮胎受到作用力，内支撑产生滑转运动趋势。但无论常压还是零压，内支撑装配在轮辋槽内并跟随轮辋同步转动(假设零压无滑转)，对于整个 RFT 而言，实际是作一种平面运动(非侧偏转向时)，符合绕顺心转动的平面运动学规律。为了进一步研究内支撑的平面运动和受力状态，可以定义内支撑子单元的概念帮助分析。内支撑子单元划分方法如图 2-36 所示，其基本假设如下：

(1) 内支撑沿圆周方向划分为 n 个子单元，其中第 i 个子单元的质量为 m_i，质心点半径为 r_i，质心点和 RFT 轴心 O 的连线与前进速度方向水平线(地面)构成其位置角 θ。

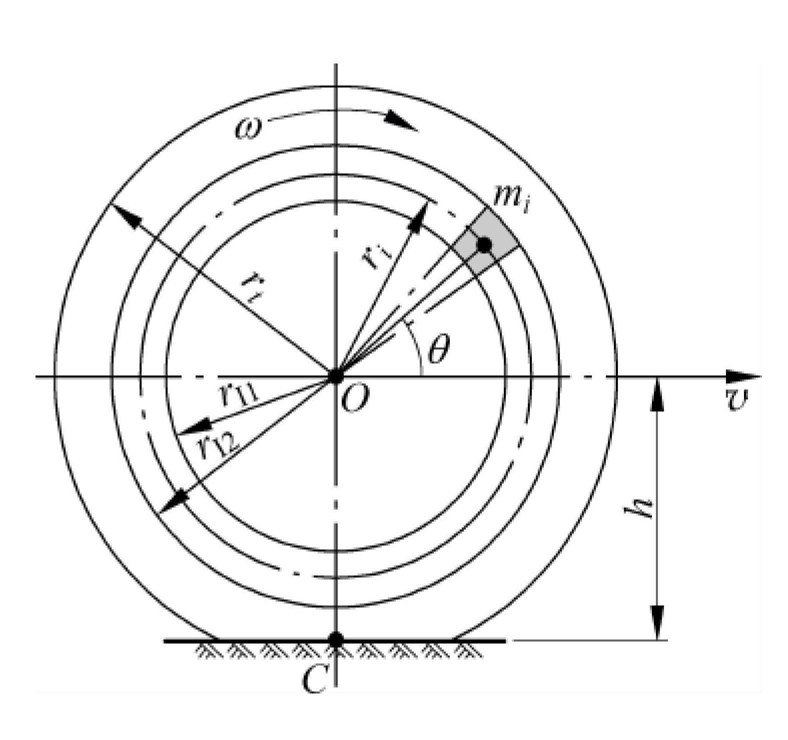


图 2-36 内支撑子单元划分方法

(2) 子单元内半径和外半径分别为内支撑内半径 r_{I1} 和外半径 r_{I2}，半径之差为内支撑断面高度 h_I，在宽度方向子单元取内支撑宽度 b_I，即将内支撑仅分为 n 段而不分层。

(3) RFT 轴心 O 距地面高度为 h，轮胎接地印迹中心点为 C，且在 O 点正下方，即假设接地印迹不偏移。

2.5.2 内支撑子单元运动分析

假设轮胎在正常充气状态下沿直线轨迹滚动而不滑动(纯滚动状态),则轮胎接地印迹中心点为 RFT 系统的瞬时转动中心,即瞬心 C。子单元 m_i 的运动情况可以用图 2-37 所示的速度分解图描述。

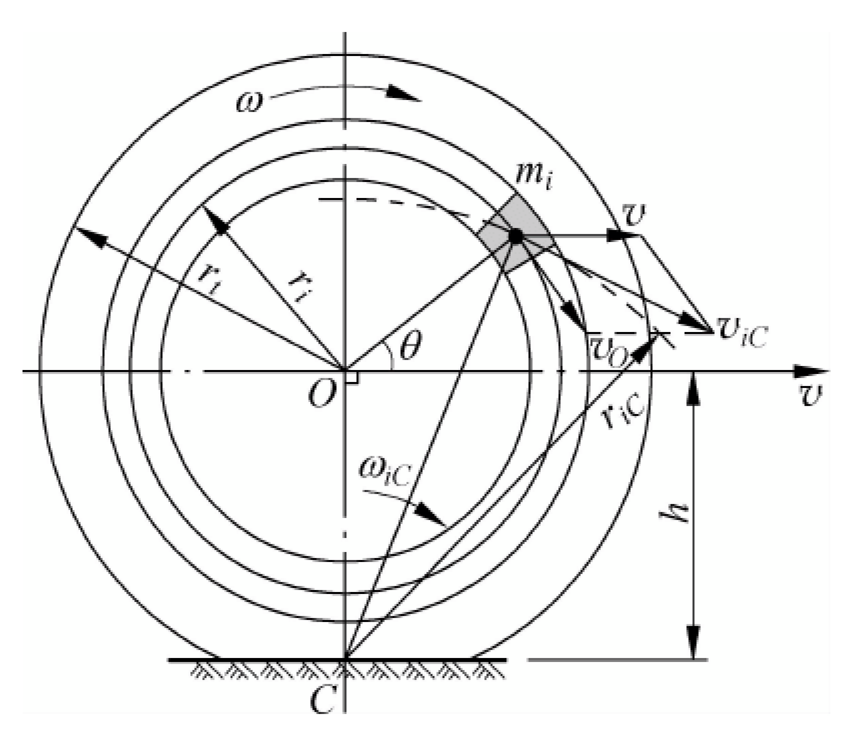


图 2-37 内支撑子单元运动分析

由图 2-37 可知,子单元 m_i 的瞬时转动半径 r_{iC} 为

$$r_{iC} = \sqrt{h^2 + r_i^2 - 2hr_i\cos\left(\frac{\pi}{2} + \theta\right)} \quad (2\text{-}52)$$

因为 RFT 系统作纯滚动,内支撑子单元相对于地面来讲是围绕瞬心 C 转动,转动半径 r_{iC} 随着位置角 θ 的变化而变化。由图 2-37 的速度分解可知,子单元的瞬时绝对速度 v_{iC} 为

$$v_{iC} = \sqrt{v^2 + v_O^2 - 2v \cdot v_O\cos\left(\frac{\pi}{2} + \theta\right)} \quad (2\text{-}53)$$

式中,v ——车辆前进速度;

v_O——内支撑子单元沿轮辋的切向速度。

子单元沿轮辋的切向速度 v_O 与车辆前进的速度 v 的关系为

$$v_O = \omega r_i = \frac{r_i}{r_t}v \quad (2\text{-}54)$$

当位置角 $\theta=\pi/2$ 时,子单元处于轮胎最高位置,由式(2-53)和式(2-54)可知 v_{iC} 有最大值

$$v_{iC\max} = v + v_O = \left(1 + \frac{r_i}{r_t}\right)v \quad (2\text{-}55)$$

当位置角 $\theta=-\pi/2$ 时,子单元处于轮胎最低位置,同理 v_{iC} 有最小值

$$v_{iC\min} = v - v_O = \left(1 - \frac{r_i}{r_t}\right)v \quad (2\text{-}56)$$

上述分析是基于 RFT 常压的。根据轮胎接地印迹(见图 2-16 及其内容)对轮胎气压和负载的判断依据,轮胎轻负荷时径向变形不是很大,略去轮胎胎冠厚度,可以认为有 $h\approx r_t$。当轮胎负载时气压降低,轮胎径向变形增加,若气压下降到某一值后直至零气压,轮胎内部与内支撑接触,则 $h\approx r_1$(内支撑半径),接近子单元重心半径 r_i。假设在零压下 RFT 仍是纯滚动,且内支撑与轮辋之间无滑转,则内支撑子单元同样在其位置角 $\theta=\pm\pi/2$ 时,分别有瞬时绝对速度的最大值和最小值。

2.5.3 内支撑子单元惯性力分析

安装在 RFT 内部的内支撑,其自身质量实际是车轮的额外携带质量。在随同轮辋的旋转中,内支撑不能由于惯性离心作用而甩出轮辋槽。图 2-38 所示为内支撑子单元受力简图。处于平衡状态时,以内支撑子弹元在轮辋槽的切线方向 t(逆时针为正)和法线方向 n(向心为正)建立平衡方程式

$$\begin{cases}\sum F_n = P_O + G_i\sin\theta - N_{iO} - P_{iO} = 0 \\ \sum F_t = F_{iO} - G_i\cos\theta = 0\end{cases} \tag{2-57}$$

式中，$\sum F_n$—— 法线方向合力；

$\sum F_t$—— 切线方向合力；

P_O——相邻子单元给该子单元 m_i 的合拉力；

G_i——子单元 m_i 的重力，$G_i = m_i g$；

θ——子单元位置角，即子单元在前进方向上与水平线(地面)的夹角；

N_{iO}——子单元受轮辋槽的支持力；

P_{iO}——子单元受到的离心力，$P_{iO} = m_i\omega^2 r_i$；

F_{iO}——子单元受到的轮辋摩擦力，$F_{iO} = \mu N_{iO}$，μ 为摩擦系数。

若以瞬心 C 为参考依据，如图 2-39 所示，可以确定内支撑子单元相对于瞬心 C 的瞬时惯性离心力 P_{iC} 为

$$P_{iC} = m_i\omega_{iC}^2 r_{iC} \tag{2-58}$$

将式(2-52)代入式(2-58)得

$$P_{iC} = m_i\omega_{iC}^2\sqrt{h^2 + r_i^2 - 2hr_i\cos\left(\frac{\pi}{2} + \theta\right)} \tag{2-59}$$

因为 RFT 作纯滚动，$\omega_{iC} = \omega$，当 $\theta = \pi/2$ 时，由式(2-59)可知 P_{iC} 有最大值

$$P_{iC\max} = m_i\omega^2 h + P_{iO} \tag{2-60}$$

同理，当 $\theta = -\pi/2$ 时，P_{iC} 有最小值

$$P_{iC\min} = m_i\omega^2 h - P_{iO} \tag{2-61}$$

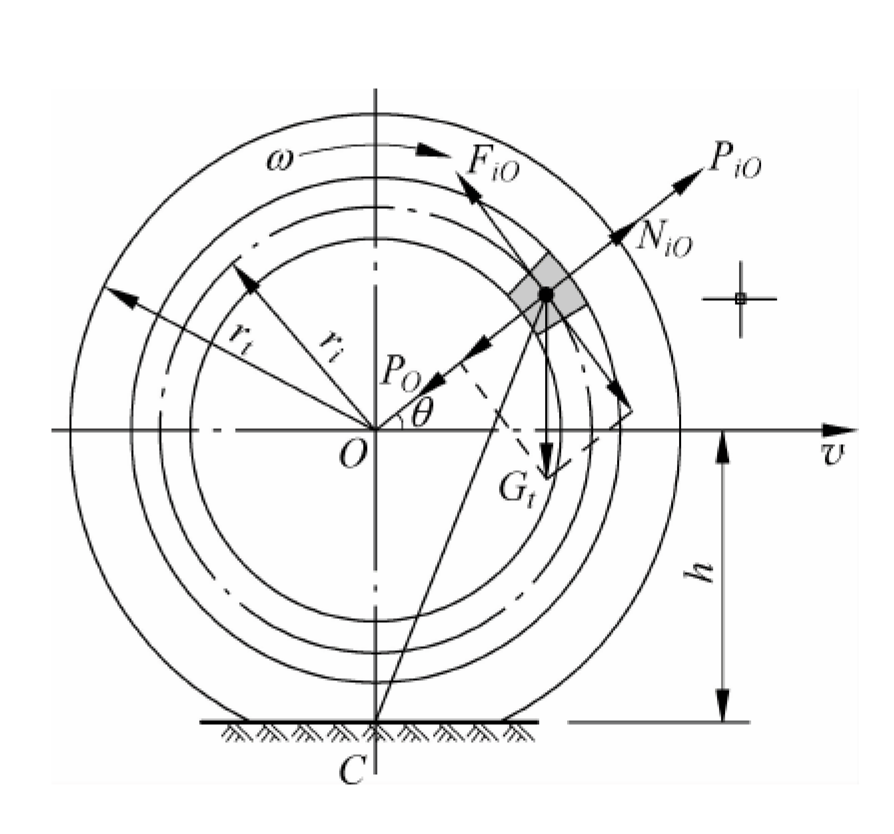


图 2-38　内支撑子单元受力分析

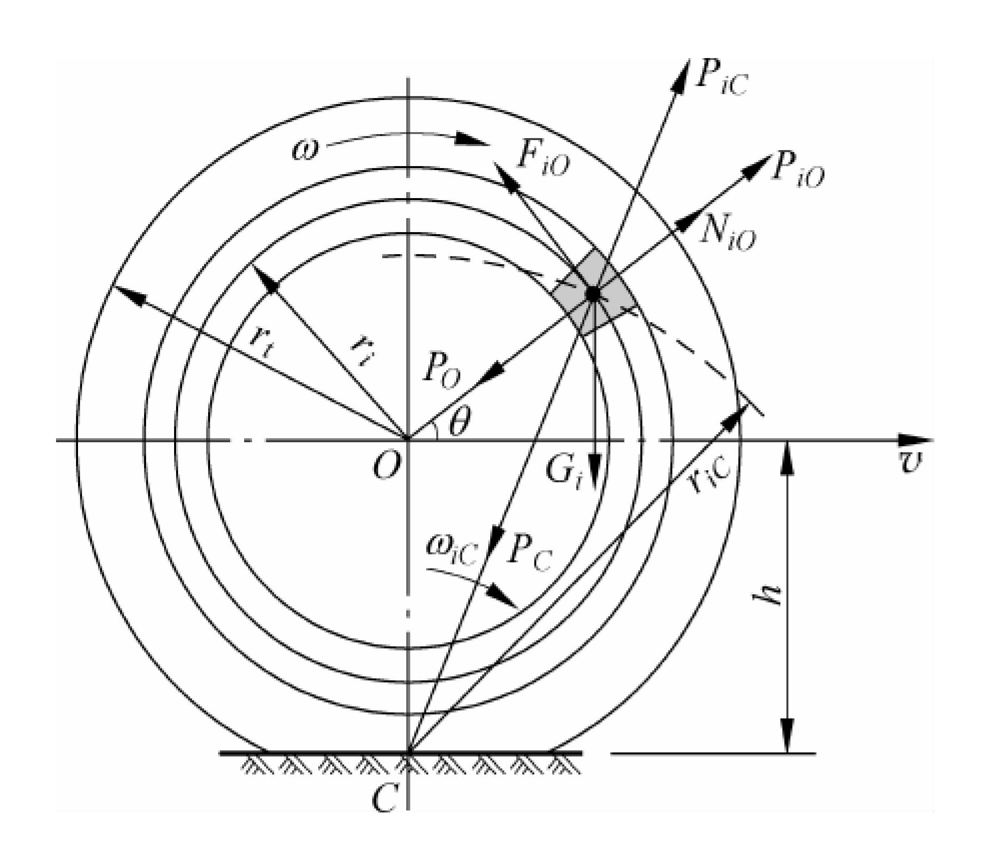


图 2-39　子单元瞬时惯性离心力

零压下纯滚动时，若不计胎冠厚度，车轮中心距离地面的高度 h 等于内支撑半径 r_1，但只要 RFT 能够旋转滚动，就不会改变 P_{iC} 有最大值的位置。在相同速度下，正常气压下的 h 大于零压下的 r_1，所以正常气压下的最大瞬时离心力 P_{iC} 比零压下要大。一般当车辆爆胎后，要求车辆行驶速度要低于正常速度，这样零压下的内支撑子单元所受的瞬时离心力会更小。因此，保证子单元不被甩出轮辋，就是要保证在正常气压下较大速度时，由相邻子单元提供的合拉力 P_O 必须能够平衡其最大瞬时惯性离心力 P_{iC}。当 $\theta = \pi/2$ 时，由平衡方程

式(2-57)得

$$P_O = P_{iO} - G_i \tag{2-62}$$

由式(2-62)可知,保证内支撑子单元 m_i 在具有最大瞬时惯性离心力作用下不脱离轮辋,相邻子单元提供的合拉力 P_O 应该等于该子单元相对于车轮中心的离心力与子单元重力之差。内支撑若采用单体圆环结构,则内支撑的材料应具备足够的抗拉强度,保证其不会自行破碎甩出轮辋。若内支撑采用两块式、三块式等多分体组合形式,则内支撑除了具备足够的强度要求外,分体之间的装卡锁紧力(即提供的合拉力)应该能够平衡车辆各种速度级别(尤其是常压高速)下该分体的瞬时离心力,以确保 RFT 系统能够为车辆提供应有的续跑能力和安全保证。

2.5.4 内支撑对车轮动平衡的影响

作为携带部件,内支撑的加入将改变轮胎的转动惯量,影响车轮的动平衡。以处在 θ 角位置质量为 m_i 内支撑子单元为例(见图 2-36),当定轴转动时,该子单元的动能为

$$E_i = \frac{1}{2} m_i v_O^2 \tag{2-63}$$

将式(2-54)代入式(2-63)得

$$E_i = \frac{1}{2} m_i (\omega_i r_i)^2 = \frac{1}{2} \omega_i^2 (m_i r_i^2) \tag{2-64}$$

其中该子单元相对于车轮中心 O 的转动惯量 I_i 为

$$I_i = m_i r_i^2 \tag{2-65}$$

因为整个内支撑环是由 n 个子单元 m_i 组合而成,故内支撑环的转动惯量 $I_{\rm I}$ 为

$$I_{\rm I} = m_1 r_1^2 + m_2 r_2^2 + \cdots + m_n r_n^2 = \sum_{i=1}^{n} m_i r_i^2 \tag{2-66}$$

假设与内支撑子单元相对应分别取轮辋子单元 $m_{{\rm R}i}$ 和轮胎的子单元 $m_{{\rm T}i}$,它们的质心半径分别为 $r_{{\rm R}i}$ 和 $r_{{\rm T}i}$,则车轮原有的转动惯量为

$$I_{\rm W} = \sum_{i=1}^{n} m_{{\rm R}i} r_{{\rm R}i}^2 + \sum_{i=1}^{n} m_{{\rm T}i} r_{{\rm T}i}^2 \tag{2-67}$$

由式(2-66)和式(2-67)可知,附加内支撑后的车轮转动惯量为

$$I = I_{\rm W} + I_{\rm I} = \sum_{i=1}^{n} m_{{\rm R}i} r_{{\rm R}i}^2 + \sum_{i=1}^{n} m_{{\rm T}i} r_{{\rm T}i}^2 + \sum_{i=1}^{n} m_i r_i^2 \tag{2-68}$$

内支撑子单元是内支撑圆环的一部分,若划分的角度不变,断面高度 $h_{\rm I}$ 增大,根据子单元划分的基本假设,会使内支撑子单元质心半径 r_i 和质量 m_i 增加。若高度 $h_{\rm I}$ 不变,宽度 $b_{\rm I}$ 增加,质量 m_i 也增加。由式(2-68)可知,车轮的转动惯量 I 会随之增大。

车轮转动惯量增大,会影响车辆启动和制动时的反应特性,但内支撑必须具备足够高度和宽度以保证零压下的稳定性和支撑能力,因此内支撑在保证有效高度、宽度和足够强度的前提下,尽量使用轻质材料,采用合理的结构,减轻内支撑重量。

另外,要保证各子单元 r_i 大小一致,使车轮附加动能对于其中心 O 不能偏斜。即内支撑材料密度应均一,结构特征要力求对称,使车轮整体各部分的质量分布均匀,或易于实现铅块配重调整车轮动平衡,以避免车辆高速行驶中车轮抖动、方向盘振动的现象。

第3章

内支撑设计计算依据

由 RFT 零压续跑滚动机理分析可知，内支撑与轮辋和轮胎有着密切的关系，同时内支撑尺寸也将直接影响轮胎在零压状态下的工作性能。内支撑合理的结构和合适的尺寸将有助于提高 RFT 的续跑能力，相反则可能大大降低轮胎爆胎后的零压续跑距离，甚至会给常压行驶造成内支撑破碎甩出的危险。要获得内支撑较好的结构形式和较优的尺寸参数需要考虑诸多因素，主要包括轮辋的类型、轮胎的轮廓、接地界面变形、轮胎安装工艺等。内支撑设计有三大要素，即轮廓(断面高度和宽度)、结构和材料。其中轮廓参数设计是关键，直接影响轮胎失压后的续跑能力，需要考虑原轮胎轮廓、轮胎接地界面变形等因素；结构设计是难点，需要考虑轮辋形式、刚度和强度、装卡难易性、材料利用合理性和散热性能等因素；材料选择也很关键，关系到轮胎的整体重量、续跑能力和轮胎寿命等。就 RFT 内支撑几何尺寸来讲，其参数确定主要涉及轮胎内部空间的原始大小及其在车辆运行过程中可能出现的空间变化，决定轮胎内部空间原始大小的主要因素是轮辋的结构形式、轮胎原始轮廓。决定轮胎内部空间变化的主要因素是轮胎载重时的接地变形与地面几何障碍的特性。

3.1　内支撑设计原则和要求

3.1.1　内支撑设计基本原则

由 RFT 滚动机理的分析和讨论可知，由于内支撑的加入提高了轮胎安全性，使轮胎在爆胎后仍然能够工作，但同时也增加了轮胎系统的复杂性。不合理的内支撑设计有可能起不到应有的安全作用，甚至成为潜在的危险。因此内支撑设计是一个系统设计工作，要全面考虑整个 RFT 系统中各个功能元素与内支撑的内在关系。在内支撑设计中应贯彻以下基本原则。

(1) 目的性：内支撑设计及性能研究必须满足车辆对轮胎性能的基本要求，特别是提高安全性的要求，即爆胎安全、失压续走，解决零压下轮胎能够行走的问题。

(2) 整体性：必须把内支撑与车轮(包括轮辋和轮胎)和车辆看作一个整体。以车辆对轮胎的要求(主要是安全性)为基础，通过设计内支撑提升轮胎的安全性，同时要与车辆性能达到最佳匹配，从而使轮胎-车辆系统的整体性能得到提高。

(3) 综合性：要对内支撑结构、尺寸、轮廓、装配、材料等进行综合设计，主要内容包括分体形式、宽度尺寸、高度尺寸、结构参数、装配方式、锁紧机构、材料选择、加工工艺、摩擦生热、安装方法和维护方法等。

(4) 适应性：内支撑基于标准轮辋和轮胎，其设计要适应原有轮胎特定的使用条件，做到简单实用化，适合于标准轮胎原有装配特点，适应于某具体车辆使用要求，适应于气候环境(寒冷、酷热、雪天、雨天)和路况条件(公路、非公路、松软地面)。

(5) 反复性：内支撑设计是一个反复的过程，可采用虚拟设计手段实现“理论分析—参数设计—模拟分析—优化改进”一体化。然后试制产品进行必要的安装测试和台架试验或整车试验，以完善设计理论和验证设计方案的正确性。

(6) 优化性：尽量使内支撑产品性能最优，设计周期短，设计效率高，形成一套优化方案并可移植应用，力争一次成功率。采用虚拟设计技术，进行虚拟几何建模、结构有限元分析、装配模拟仿真等，预测内支撑性能并逐步优化改进，达到理想的设计要求。

(7) 满意性：内支撑设计要体现“综合平衡、主题突出”的理念，既要考虑其各种性能，又要突出重点，不要求其各个性能最佳，但要求核心性能突出，即使内支撑产品结构合理、强度足够、性能优良、装配方便、牢固可靠，达到满意的实用性要求。

上述 RFT 内支撑设计原则是对普通轮胎设计原则的继承和发展，其中“综合平衡、主题突出”的理念是最为主要的，只有通过“综合平衡”和“主题突出”，才能使内支撑性能取得令人满意的结果，使 RFT 系统获得较高的零压续跑能力。

3.1.2 RFT 性能指标与设计要求

目前，我国还没有制定有关安全轮胎设计标准，更没有关于内支撑性能的技术指标。在欧美等国家，由于内支撑已用于军事车辆等，他们普遍使用欧洲军工用的 FINABAL 标准和北大西洋公约组织(North Atlantic Treaty Organization, NATO)相关规定。RFT 续跑能力用式(1-1)描述的零压续跑行程 S 来衡量。零压续跑行程 S 越长，表示 RFT 续跑能力越强，但也有一定的速度范围。Runflat Marathon Inserts 执行的 FINABAL 标准规定了硬路面汽车用内支撑式 RFT 在不同路面续跑能力的具体要求为：

(1) 在公路上运行(on road)前 3km，车辆以尽可能的最大速度(上限为 90km/h)行驶；3～22km，车速 50km/h；22～75km，车速 25km/h。

(2) 在越野条件下(off road)车辆能以最大 30km/h 的速度连续行驶 2 小时。

工程车辆、农业车辆、抢险救灾车辆等其他需要特殊提高轮胎安全性能的车辆，零压续跑行程标准可以参照上述标准，结合各自作业的特点制定。如对于工程车辆和抢险救灾车辆装有 RFT，可规定其能够保障按时行驶至预定地点首先开展工作。对于在田间作业的拖拉机或农业机械装有 RFT，可规定其能够保证作业机组顺利驶出田间或到达维修点方便维修。为满足上述 RFT 续跑性能，可以对内支撑提出下列具体设计要求：

(1) 基于标准轮辋和轮胎设计内支撑，不能改变现有轮辋和轮胎的任何结构。

(2) 能够利用普通工具，方便地将内支撑安装到标准轮辋和轮胎组成的内部空间。

(3) 内支撑结构及装配间隙应合理，装卡牢固可靠，在正常气压车辆高速行驶中不能脱离轮辋而被甩出。

(4) 内支撑装配后，其顶部宽度周向中心线(圆)应位于轮胎和轮辋内外侧面的对称中面，对于在充气下车辆的正常行驶性能的影响最小。

(5) 正常气压下、颠簸路面车辆满载荷行驶时，内支撑不能接触轮胎内部任何表面发生摩擦或碰撞。

(6) 零压下内支撑接触轮胎内表面，内支撑强度具备承受轮胎最大负载的能力，且合理摩擦，避免滑转，少生热量，轮胎不能着火。

(7) 当轮胎失压后，车辆加速、制动、转向等，内支撑应能够维持轮胎基本轮廓，防止纵滑和侧偏发生时轮胎过度偏移而碾胎和脱圈，车辆具有可预测的操纵性能。

(8) 内支撑材料应质地轻、强度高、韧性好、耐磨损、自润滑、抗冲击性能好，尽量选用难以燃烧、对环境无污染的环保材料。成本较低，造价合理。

3.1.3　内支撑结构术语及参数名称

为在内支撑设计中规范名称，需统一定义内支撑各个部分结构术语和参数。图 3-1 所示为作者在本研究初期曾经基于 22.5×9.00 标准轮辋和 12R22.5 无内胎子午线轮胎而设计的内支撑模型，为了定义术语和明确参数，将模型结构尺寸标注为基本代号，并全部使用下标字母 I(Insert)，相对应的轮辋参数取国家标准规定的代号，并标注下标为字母 R(Rim)，轮胎参数下标为字母 T(Tire)。表 3-1 中所示为内支撑断面基本参数代号的名称，更为细化的参数名称后文用到时将单独指明。

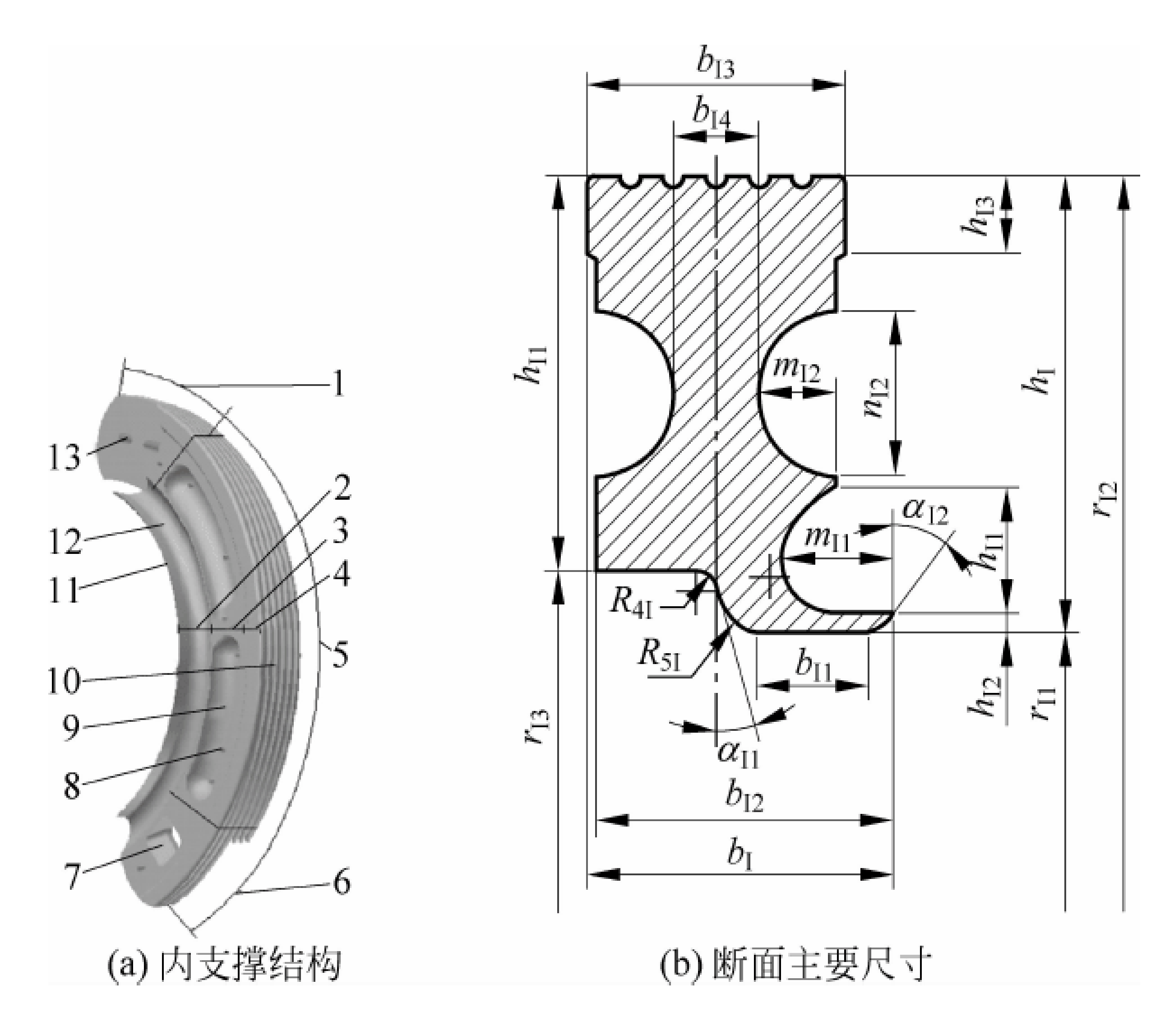


图 3-1　内支撑结构术语及基本参数

1—螺栓销孔端；2—内支撑基部；3—内支撑中部；4—内支撑顶部；5—内支撑主体；6—锁块孔端；7—锁块孔；8—工艺孔；9—减重槽；10—散热槽；11—基部环带；12—装胎环槽；13—螺栓销孔

表 3-1　内支撑断面主要参数名称表

参数代号	名　　称	参数代号	名　　称	参数代号	名　　称
r_{I1}	内支撑内直径	h_{I3}	顶部环带厚度	m_{I1}	装胎环槽深度
r_{I2}	内支撑外直径	b_I	断面总宽度	n_{I1}	装胎环槽宽度
r_{I3}	内侧内直径	b_{I1}	基部环带宽度	m_{I2}	减重槽宽度
h_I	断面总高度	b_{I2}	基部总宽度	n_{I2}	减重槽深度
h_{I1}	内侧断面高度	b_{I3}	顶部宽度	α_{I1}、α_{I2}	基部环带切角
h_{I2}	基部环带厚度	b_{I4}	中间厚度	R_{4I}、R_{5I}	基部圆角

3.2 内支撑与轮辋结构的关系

3.2.1 轮辋的结构与内支撑分体

轮辋的类型主要有：平底式轮辋(FB)、宽平底式轮辋(WFB)、半深槽式轮辋(SDC)、深槽轮辋(DC)和全斜底式轮辋(TB)，如图 3-2 所示。根据轮辋可拆卸的零件个数可分为：一件式轮辋、二件式轮辋、三件式轮辋、四件式轮辋和五件式轮辋。

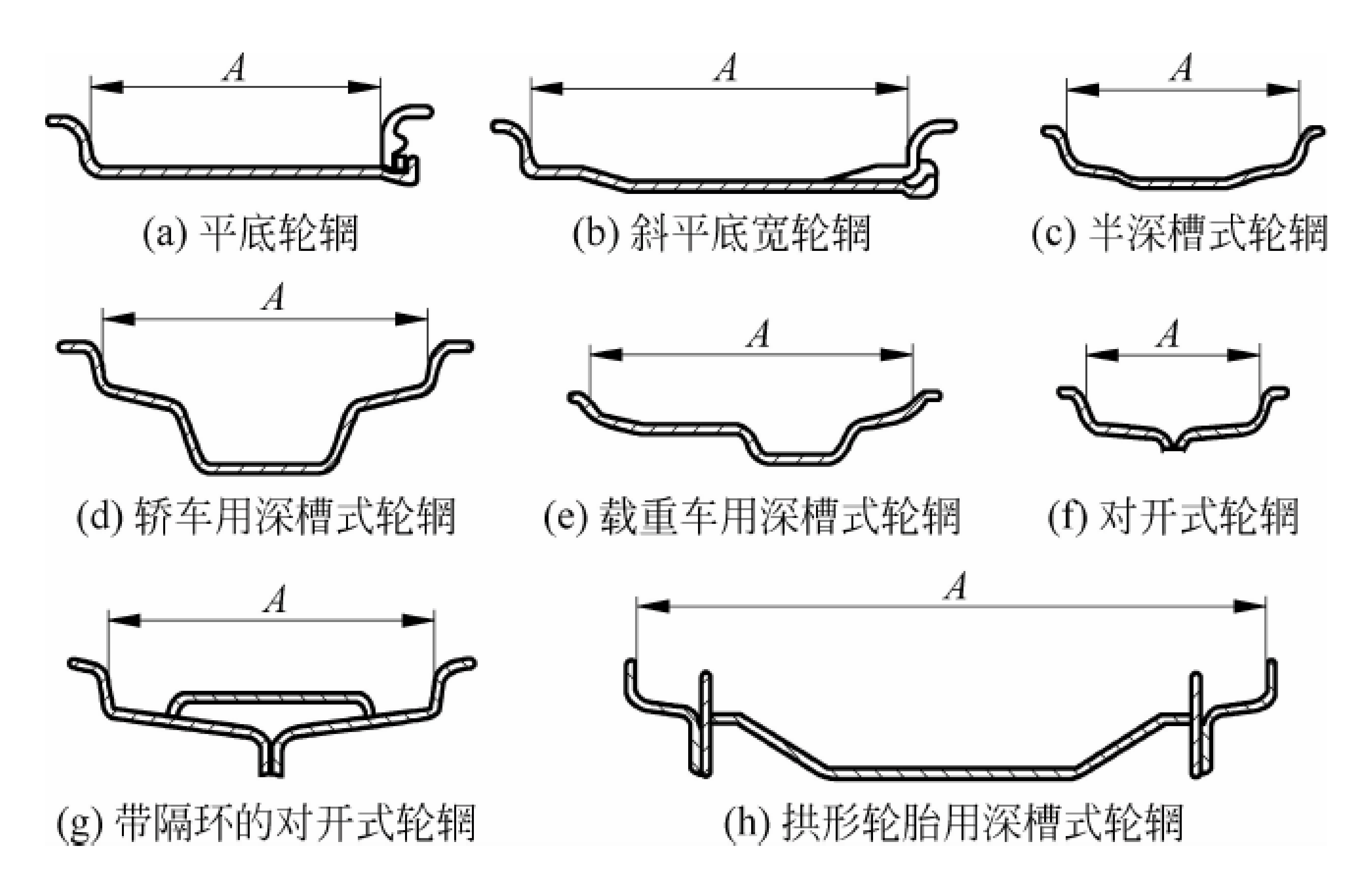


图 3-2 轮辋的类型

平底轮辋(图 3-2(a))多用于胎圈刚性较大的载重车辆，但近来逐渐被斜平底宽轮辋(图 3-2(b))所代替。因为后者增加了轮辋宽度和具有倾斜度的底部，加强了轮胎胎圈在轮辋上的接合紧密性，从而提高了轮胎工作的安全性、耐久性和负荷量。半深槽式轮辋(图 3-2(c))主要用于轻型载重车辆。深槽式轮辋(图 3-2(d)、(e))用于轿车和载重车在结构上有差别，对开式轮辋(图 3-2(f))在轿车和载重车上都有所应用。带隔环的对开式轮辋(图 3-2(g))用于调压式轮胎的越野车。拱形轮胎和椭圆形轮胎用的轮辋(图 3-2(h))都具有夹紧胎圈的机构，可使轮胎在轮辋上更牢固耐用。

不同的轮辋类型基本决定了不同的内支撑分块结构，如图 3-3 所示。分体结构轮辋可以采用单体圆环内支撑，其安装工艺随同轮辋轮胎分步装配。支撑环基部可与轮胎胎圈接触，并起到锁紧作用。一件式轮辋则需要分块组合式内支撑。分块数量可以为双块、三块或四块，内支撑基部不能与胎圈接触，必须留有足够的装胎空间。

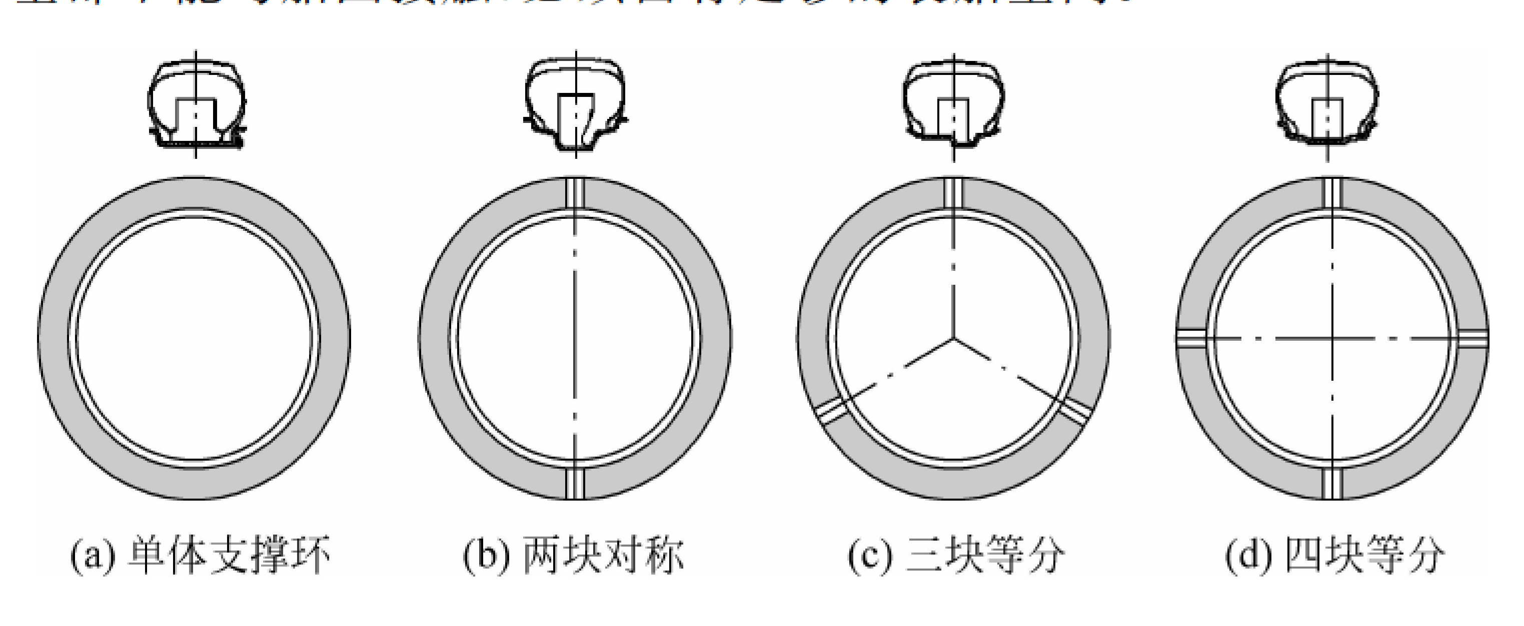


图 3-3 内支撑分块基本形式

根据 2.5 节对内支撑子单元运动学和动力学分析可知，内支撑分块应一般采用等分方式。分块数量与轮胎扁平率、装胎工艺等还有一定关系，分块数量越多越容易将内支撑放入轮胎内部，但增加了装卡结构和锁紧装置的数量和复杂性。另外采用多分块形式的内支撑总体刚度也受到一定影响。因此内支撑分块数量要在保证能够将其顺利装入轮胎内部的前提下，分块越少越好。

3.2.2 轮辋断面结构与标准曲线

轮辋断面由许多部分构成，包括轮缘、胎圈座、轮辋槽、气门嘴孔、轮辋体、锁圈槽、锁圈、挡圈、座圈、斜座挡圈等。其中轮缘和胎圈座分别是轮辋上给轮胎提供轴向支撑和径向支撑的部分。轮辋槽是轮辋底部具有足够深度和宽度的凹槽，可以使轮胎胎圈越过轮辋安装侧的轮缘和胎圈座斜面进行安装或拆卸。图 3-4 是国标中规定的深槽式轮辋断面结构，为了遵循 3.2.3 节的术语参数规则，全部采用国家标准规定的代号加下标 R(Rim)来表示。

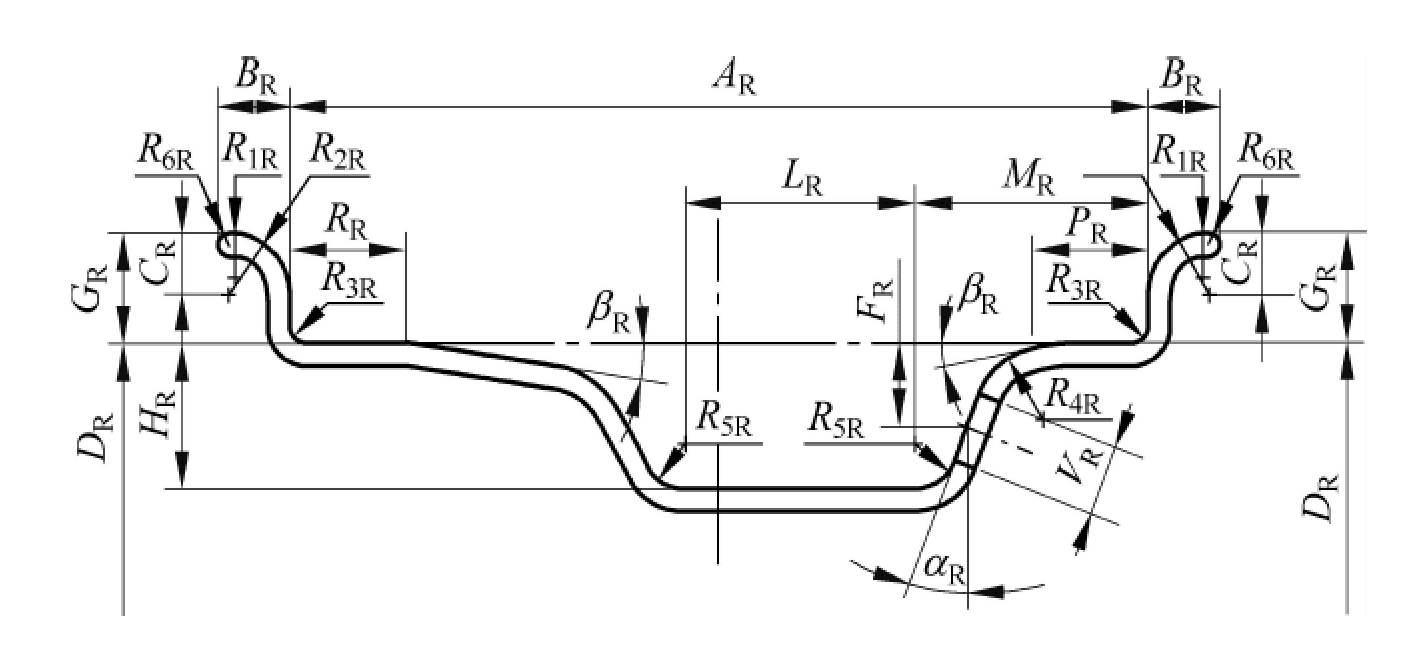


图 3-4　一件式深槽轮辋结构名称

A_R—轮辋标定宽度；B_R—轮缘宽度；C_R—轮缘圆弧半径位置；D_R—轮辋标定直径；F_R—气门嘴孔位置(参考)；G_R—轮缘高度；H_R—槽底深度；L_R—槽底宽度；M_R—槽的位置；P_R—胎圈座宽度；R_{1R}—轮缘过度圆弧半径；R_{2R}—轮缘圆弧半径；R_{3R}—胎圈座圆角半径；R_{4R}—槽顶圆角半径；R_{5R}—槽底圆角半径；R_{6R}—轮缘端部圆角半径；V_R—气门嘴孔；α_R—槽的角度；β_R—胎圈座角度

深槽式轮辋的结构特点是整体的，其中部有一条便于外胎拆卸的环形深凹槽。在凹槽两侧与胎圈配合的胎肩通常是倾斜的，其倾斜角度一般是 5°±1°。载重车用无内胎轮胎的轮辋，为了提高胎圈与轮辋的结合程度，该倾角增大至 15°左右。深槽式轮辋轮廓形状和尺寸在国家标准中均有详细规定。为使轮胎安装牢固，轮辋肩部的胎圈座设有凸峰，凸峰形状包括圆峰、平峰和组合峰三种形式。胎圈座尺寸是轮辋上结构尺寸要求最严格的部位，一般轮辋出产需要经过专门的可调量规进行检测。

3.2.3 内支撑基部与轮辋槽的关系

RFT 中的轮辋既作为轮胎的固定基础，与轮胎共同承受车辆的负荷，又同时携带内支撑。轮辋断面曲线决定了内支撑基部几何图元参数，主要包括内支撑内直径、部分基部宽度、环带切角和圆角等。因为内支撑基部与轮辋槽形成配合尺寸，所以内支撑基部图元与轮辋相关图元之间建立相等关系方程组，即

$$\begin{cases} r_{\text{I1}} = \dfrac{1}{2}D_{\text{R}} - H_{\text{R}} \\ \alpha_{\text{I1}} = \alpha_{\text{R}} \\ b_{\text{I1}} = L_{\text{R}} \\ R_{4\text{I}} = R_{4\text{R}} \\ R_{5\text{I}} = R_{5\text{R}} \end{cases} \tag{3-1}$$

式(3-1)等号前面是内支撑参数,其意义见表 3-1 和图 3-1 的规定。等号后面是轮辋相关参数,其实质是建立了内支撑与轮辋之间的参数关联关系,即内支撑环直径与轮辋标定直径和槽的深度相关联;内支撑基部环带宽度与槽底宽度相关联;环带切角与槽的角度相关联;基部圆角与轮辋槽圆角相关联。这种参数关联关系在后续内支撑特征造型中将逐一体现,以便于实现基于不同规格的轮辋和轮胎快速更新内支撑模型的目的。

3.3 内支撑与轮胎轮廓的关系

3.3.1 轮胎基本尺寸及扁平率

内支撑顶部参数和高度参数的确定与轮胎内部空间的原始大小及其可能出现的空间变化有直接关系。决定轮胎内部空间原始大小的主要因素是轮胎基本尺寸和原始轮廓。轮胎的基本尺寸及参数名称如图 3-5 所示,图中代号均采用下标 T(Tire)。

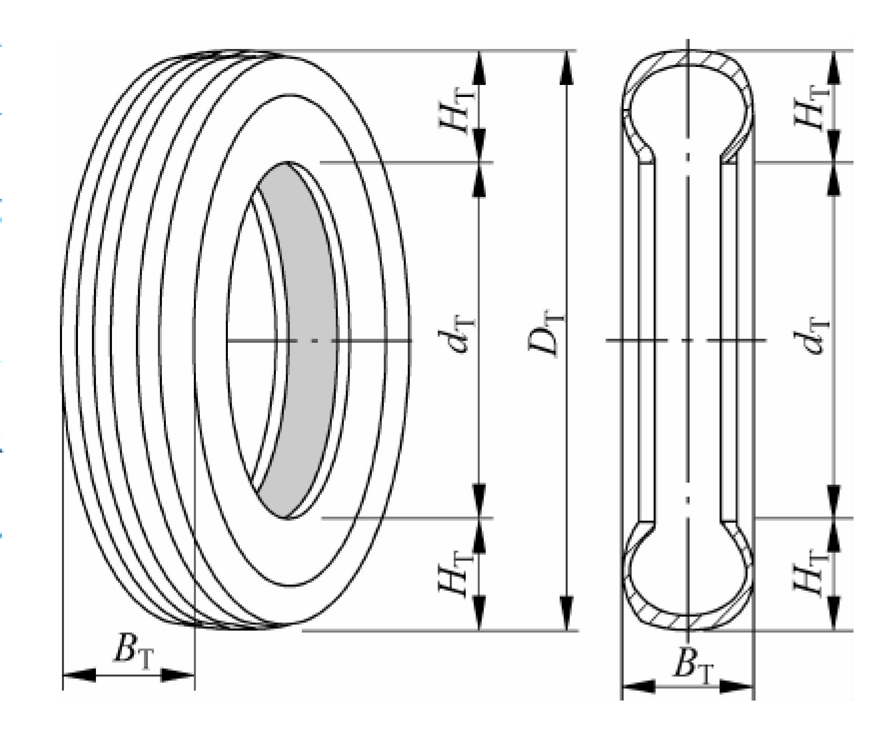


图 3-5 轮胎主要尺寸参数

当今轮胎的发展趋势是进一步扁平化,其目的是通过降低扁平率来提高轮胎性能。通常用轮胎断面高度 H_T 与轮胎断面宽度 B_T 的比值来表征轮胎扁平程度,即扁平率 η:

$$\eta = \frac{H_T}{B_T} \times 100\% \tag{3-2}$$

轮胎的扁平化能够提高轮胎正常使用时的操纵稳定性、高速耐久性等。在轮胎外直径保持一定的情况下,扁平轮胎的轮辋直径可以增大,轮辋内部可以容纳更强的制动装置,以提供更加有效的制动能力。图 3-6 所示为外直径相同、不同扁平率的轮胎对比。

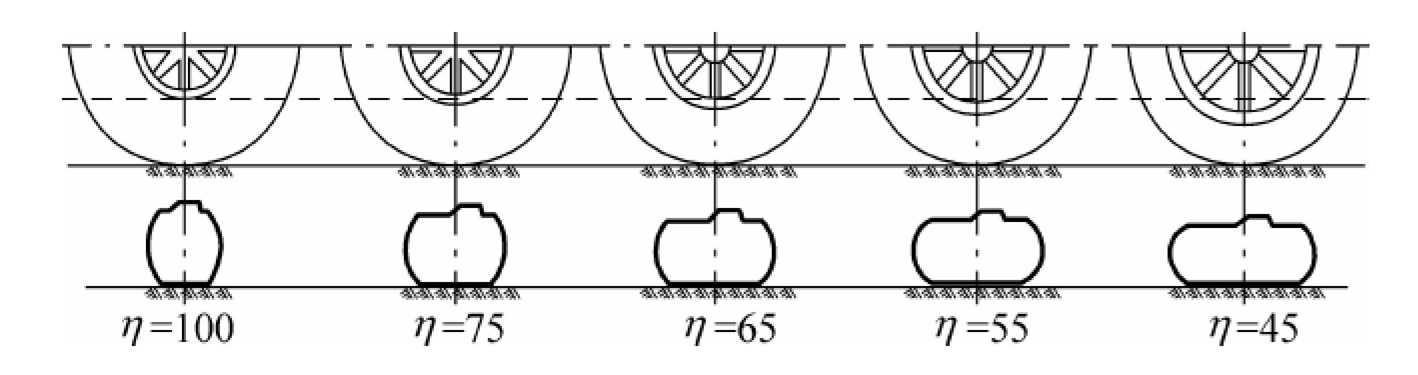


图 3-6 同一外径不同扁平率的轮胎内部空间对比

轮胎扁平化给内支撑设计带来一些困难。由图 3-6 不难看出,越扁平的轮胎,其内部空间在垂直方向越狭窄,过于狭窄的轮胎内腔附加设置内支撑难度较大。主要体现在内支撑装配上,内支撑装卡结构设计较复杂,即使能够设计出合理的装卡槽或锁紧孔等结构,由于

内支撑安装在轮胎内部操作，锁紧螺栓或螺母等在装配时与轮辋的轮缘将发生干涉。因此，基于低断面轮胎进行内支撑设计，应注意装卡锁紧装置要能够顺利进入轮胎内腔，并能够实施锁紧操作。

3.3.2 轮胎断面重要参数的计算

内支撑设计需要获得轮胎内部空间的大小，得到轮胎断面轮廓的标准曲线。这要求必须了解轮胎设计中断面轮廓参数的确定原则。在轮胎工业的发展过程中，轮廓设计理论从最初的网络理论（netting theory）、薄膜理论（membrane theory），到目前的有限元分析（FEA）经历了很长的发展过程。其中形成的子午线轮胎轮廓现代设计理论就有近10多种，如RCOT理论、TCOT理论、STEM理论、DSOC理论、PSP理论、CSSOT理论、GUTT理论等，并且随着出现一种新轮胎产品就伴随推出一个轮廓设计新理论。

不同的轮廓设计理论带来不同的轮胎断面尺寸。但轮胎是在充气状态下进行工作的，汽车对轮胎规格的要求是按照各类标准或手册上提供的正常充气压力下的轮胎尺寸来选用的。迄今为止还没有很科学的方法来预测模型尺寸与充气轮胎尺寸之间的关系。由于轮胎采用不同的骨架材料和不同的断面轮廓形状，因此生产轮胎用的模型各不相同，但必须达到充气轮胎统一标准尺寸的要求。虽然目前开始掌握使用有限元法来预测轮胎充气形状，但仍需给出一个初始轮廓形状，如模型断面宽 B_T、断面高度 H_T（或外直径 D_T）、胎圈间距 C_T、断面水平轴位置、行驶面弧度和宽度等。

1. 轮胎断面高和宽度的确定

由于子午线轮胎胎冠部有周向不易伸张的带束层，所以充气后轮胎的外直径膨胀率比斜交轮胎小，一般充气后外直径大致增加1～2mm。因此模型断面轮廓外直径 D_T 的取值可以与标准规定的新胎外直径相等。根据已经确定的轮胎外直径 D_T 和已经选定的轮辋的标定直径 D_R，可以很方便地计算出轮胎断面高 H_T，即

$$H_T = \frac{1}{2}(D_T - D_R) \tag{3-3}$$

由式(3-3)和轮胎扁平率的定义式(3-2)联立可得轮胎断面宽 B_T 为

$$B_T = \frac{H_T}{\eta} = \frac{D_T - D_R}{2\eta} \tag{3-4}$$

2. 轮胎胎冠行驶面弧度与宽度的确定

胎冠断面形状受胎冠弧度半径的控制，冠弧度半径是根据轮胎行驶面的宽度 b_T、弧高度 h_T 设计的，如图3-7所示。

弧度半径 ρ_1 及弧长 S_T 可用下面的公式计算：

$$\rho_1 = \frac{b_T^2}{8h_T} + \frac{h_T}{2} \tag{3-5}$$

$$S_T = 0.01745\rho_1\alpha_S \tag{3-6}$$

式中，α_T——轮胎行驶面弧度半径 ρ_1 间所夹的角度。

为了保证轮胎与路面在行驶面宽度范围内有最大的接地面积，一般还规定行驶面高度 h_T 与断面高度 H_T 之比 η_1 为

$$\eta_1 = \frac{h_T}{H_T} \tag{3-7}$$

一般轮胎设计中 η_1 取值范围在 0.03～0.05 之间，且采用行驶面宽度等于轮辋宽度。

3. 轮胎断面水平轴的确定

轮胎断面最宽点半径的位置称为轮胎断面水平轴，如图 3-8 所示。当载重子午线轮胎断面高 H_T 和断面宽 B_T 之比(即扁平率 η)为 1 时，上胎侧高 H_{T2} 的计算公式为

$$H_{T2} = (H_T - G_R) \times 0.59 \tag{3-8}$$

式中，G_R——轮辋的轮缘高度。

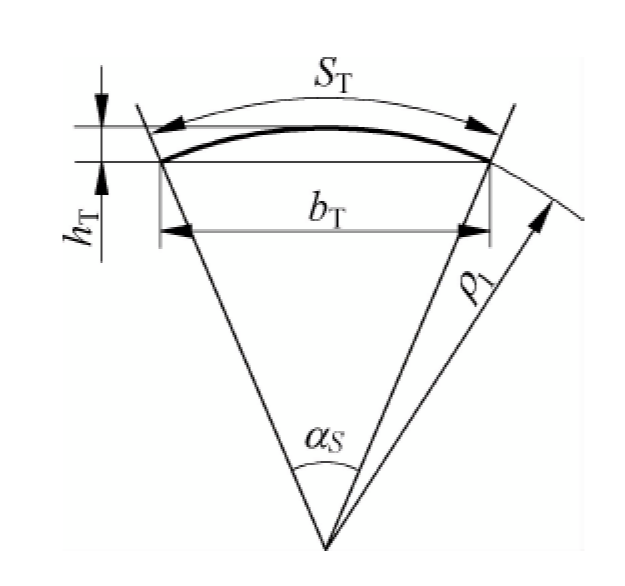


图 3-7　胎冠行驶面弧长计算示意图

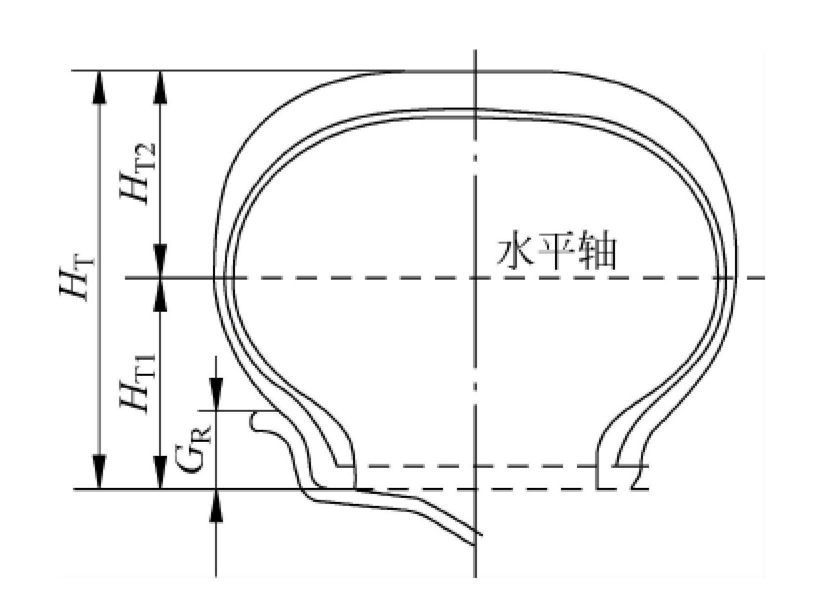


图 3-8　轮胎断面水平轴位置

轿车子午线轮胎水平轴位置比传统设计取值偏大。由于子午线轮胎胎体帘线呈径向排列，希望其胎体变形落在水平轴以上和带束层端点以下的上胎侧高 H_{T2} 区域内，并减小下胎侧高 H_{T1} 区域的应力和胎圈的应力。若定义胎侧高之比 η_2 为

$$\eta_2 = \frac{H_{T1}}{H_{T2}} \tag{3-9}$$

则一般轿车子午线轮胎 η_2 取值在 1.0～1.2 之间。

4. 胎圈间距的确定

两个胎圈之间的距离(子口宽度)C_T 一般设计时选用与轮辋的宽度 A_R 相等。但在子午线轮胎的设计中，尤其是低断面轮胎，为了提到胎侧的柔软性，子口宽度 C_T 一般设计成超过轮辋的宽度 A_R，当安装在轮辋上时，充气时胎侧容易弯曲变形，从而降低过高的刚性，改善乘坐舒适性。因为 RFT 的内支撑是在装配好的轮胎中使用的，作为内支撑设计的参考依据，胎圈间距可以取相等原则，即

$$C_T = A_R \tag{3-10}$$

3.3.3 充气轮胎平衡轮廓的确定

正常充气压力下轮胎具有的自然轮廓称为轮胎自然平衡轮廓，自然平衡轮廓具有一定的数学描述，一般通过假设定义轮胎断面曲率半径。自然平衡轮廓的基本假设为：①认为充气压力是唯一的作用，而且应力仅仅作用在薄膜壁上；②轮胎充气时，对剪切和挠曲力可忽略不计，且胎体帘布层所受张力很均匀。因为认为轮廓在充气前后不发生变化，因此其平衡轮廓曲线的曲率半径可唯一定义为

$$\rho = \frac{r_K \sin\alpha_{KT}(r_{KT}^2 - r_{mT}^2)\sqrt{r_{KT}^2 - r^2\cos\alpha_{KT}}}{2r(r_{KT}^2 - r^2\cos^2\alpha_{KT}) - r(r^2 - r_{mT}^2)\cos^2\alpha_{KT}} \tag{3-11}$$

式中，ρ——轮胎任意点曲率半径；

r_{KT}——胎冠点半径；

r_{mT}——断面最宽点半径；

α_{KT}——胎冠点帘线角；

r——断面轮廓上任意点半径。

式(3-11)描述的自然平衡轮廓计算公式长期应用于斜交胎的设计，主要考虑了轮胎的静态力学和强度要求。由于子午线轮胎的胎体帘线角与胎冠中心线周向呈 $\alpha_{KT}=90°$ 夹角，因此自然平衡轮廓曲率半径公式可以简化为

$$\rho=\frac{r_{KT}^2-r_{mT}^2}{2r} \tag{3-12}$$

从式(3-12)中可以看出，只需要确定 r_{KT} 和 r_{mT} 值后，即可求得断面轮廓线上任意一点的曲率半径 ρ。由于胎体层具有一定厚度，故应以胎体层的中线来计算平衡轮廓较为合理。

从理论上讲，平衡轮廓曲线上各点的曲率半径均不同，但在实际使用中为了便于计算和简化设计，不必要求得到很多曲率半径，而只需要求解几个典型点的位置，包括胎冠点 A、断面最宽点 C 和曲率过渡点 J 等，如图 3-9 所示，并相应地求出该位置的曲率半径。

关键典型点位置半径计算公式如下：

$$r_{KT}=R_T-m_T \tag{3-13}$$

$$r_{mT}=\frac{1}{2}(R+r_{tT})(\text{当 } H_{T1}=H_{T2} \text{ 时}) \tag{3-14}$$

$$r_{JT}=r_{mT}-\frac{j_T}{2} \tag{3-15}$$

断面上典型点的曲率半径如图 3-10 所示，其计算公式如下：

$$\rho_2=\rho_1-m_T \tag{3-16}$$

$$\rho_3=\frac{r_{KT}^2-r_{mT}^2}{2r_{mT}} \tag{3-17}$$

$$\rho_4=\frac{r_{KT}^2-r_{mT}^2}{2r_{KT}} \tag{3-18}$$

$$\rho_5=\frac{r_{KT}^2-r_{mT}^2}{2r_{fR}} \tag{3-19}$$

式中，r_{JT}——下胎侧曲率过渡节点 J 位置半径；

ρ_2——胎冠点 A 曲率半径；

ρ_3——断面最宽点 C 胎侧曲率半径；

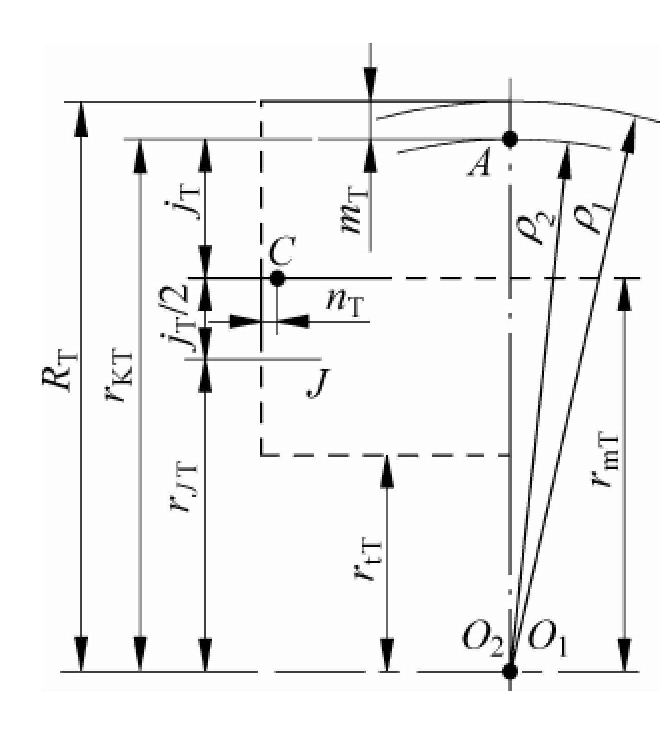


图 3-9　典型点的位置

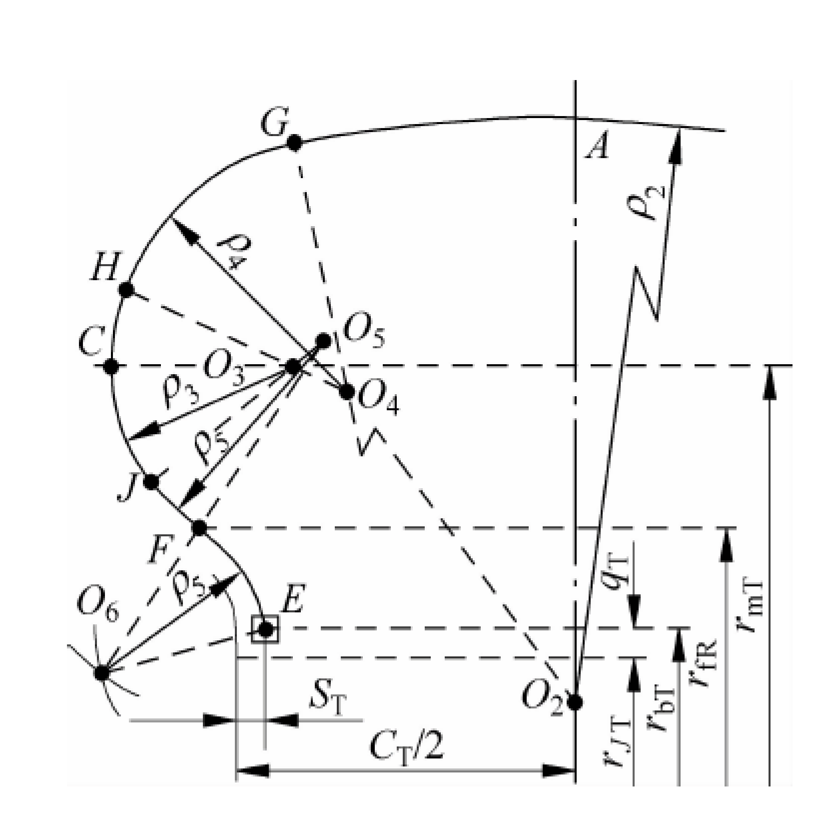


图 3-10　典型点曲率半径

ρ_4——胎肩曲率半径；

ρ_5——下胎侧 J 点曲率半径，可借用轮缘顶点半径；

r_{fR}——轮辋轮缘半径，即轮缘顶点至车轮轴心的距离，有 $r_{fR}=G_R+D_R/2$。

根据上述公式求得曲率半径进行断面内轮廓曲线绘制。曲率半径的圆心点 O_2、O_3 分别在纵、横轴上，O_4、O_5 以内切圆几何作图法找到圆心。胎圈厚度较大，首先需要确定钢丝圈的中心点 E 的坐标，可根据胎圈结构和钢丝圈的排列来确定 S_T 和 q_T 值，即可确定 E 点（见图 3-10），然后借用 ρ_5 作出从 E 点至下胎侧曲率弧的外公切圆，最后可以获得以中面为基准的平衡轮廓曲线，如图 3-11 所示（子午线轮胎 205/60R15）。

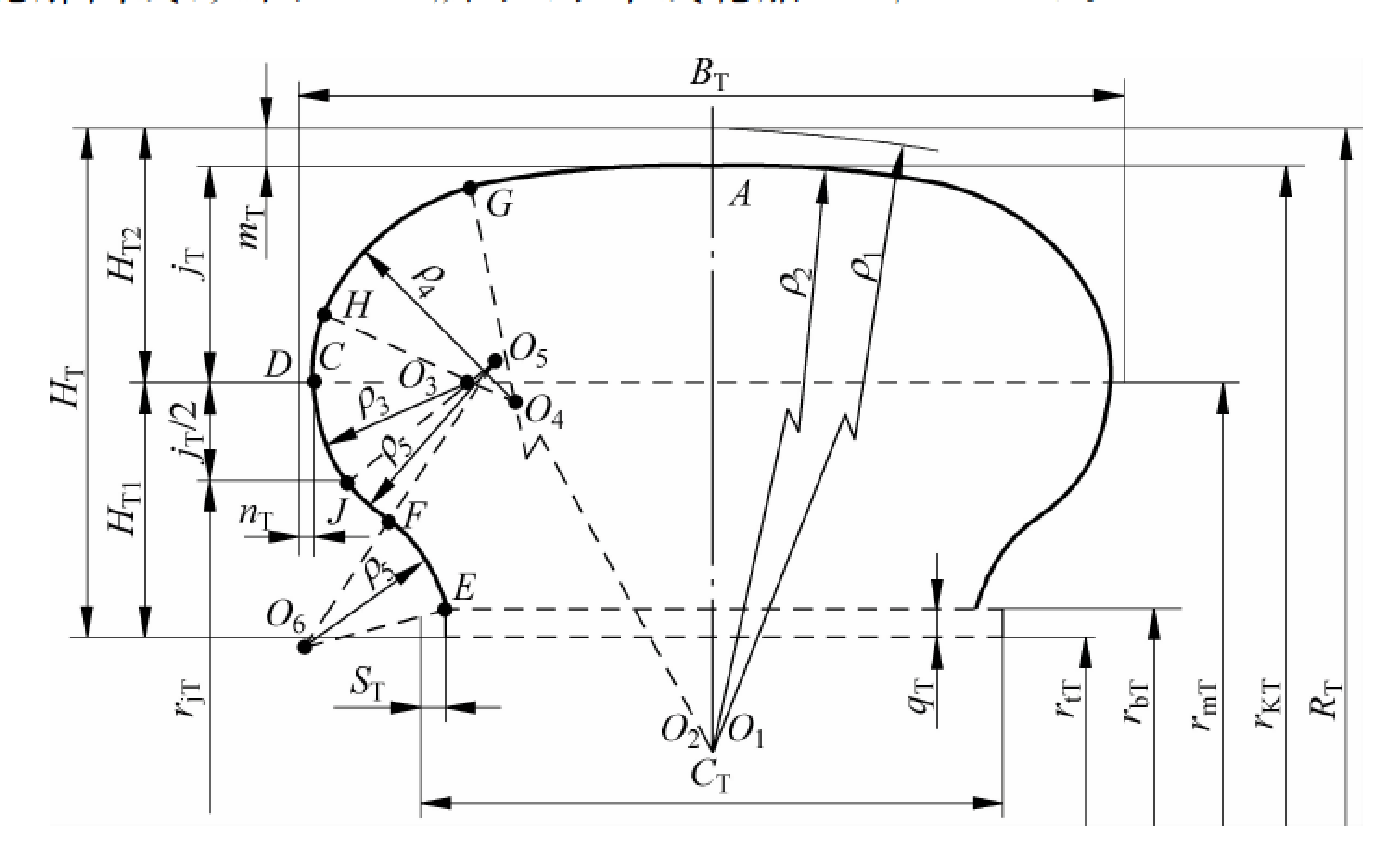


图 3-11 轮胎平衡轮廓曲线

3.3.4 内支撑与轮胎断面轮廓的关系

在自然平衡轮廓曲线的基础上配置各个部分的厚度 t_1、t_2、t_3 和胎侧外廓曲率半径 ρ_7、ρ_8 以及胎圈宽度 k_T 等参数，即可得到轮胎断面的轮廓结构，如图 3-12 所示。

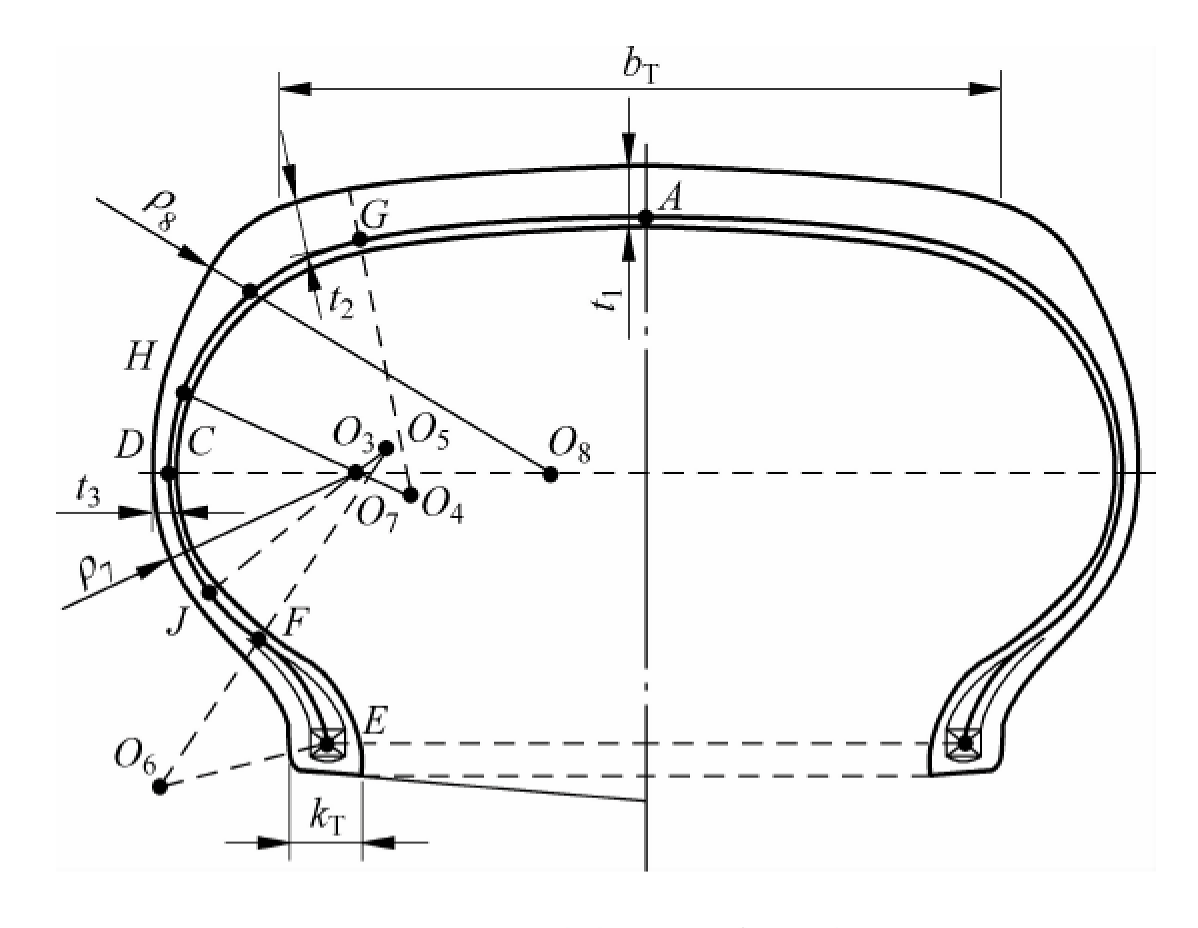


图 3-12 轮胎断面轮廓示意图

图 3-12 中，胎冠点 A 处和胎侧水平轴 C 处分别配置了厚度 t_1、t_3，胎圈配置了宽度 k_T，进一步明确了轮胎内部空间的大小。实际使用中的轮胎充气状态不能总保持其平衡轮廓标

准曲线位置，即轮胎承受负荷和受到路面冲击要发生各种变形。内支撑是在车辆爆胎后发挥其协助行走功能的，根据内支撑设计要求，内支撑的加入占据了轮胎内部空间，但必须留有足够的纵向和横向空间余量，以确保正常气压下内支撑不与轮胎内部任何部位发生碰撞和摩擦。另外，内支撑基部总宽度 b_{I2} 应小于胎圈间距 C_T（即 A_R）减去其两侧宽度 k_T 以后的空间，确保轮胎和内支撑装配时有足够的活动余地。因此，当基于自然平衡轮廓曲线的轮胎断面外轮廓确定后，并考虑轮胎的扁平率（即式(3-2)），可以确定内支撑与轮胎轮廓之间以下基本参数关系：

$$\begin{cases} b_{I2} = A_R - 2k_T - X_1 \\ b_{I3} = B_T - 2t_3 - X_2 \\ h_I = \eta B_T + H_R - t_1 - X_3 \end{cases} \tag{3-20}$$

式中，X_1——基部横向空间余量，即装配内支撑后轮辋标定直径 D_R 位置线水平剩余距离；

X_2——顶部横向空间余量，即装配内支撑后轮胎 C 位置水平轴剩余距离，单侧为 $X_2/2$；

X_3——顶部纵向空间余量，即装配内支撑后胎冠内表面与内支撑外环面之间的距离。

各空间余量 X_1、X_2 和 X_3 如图 3-13 所示。

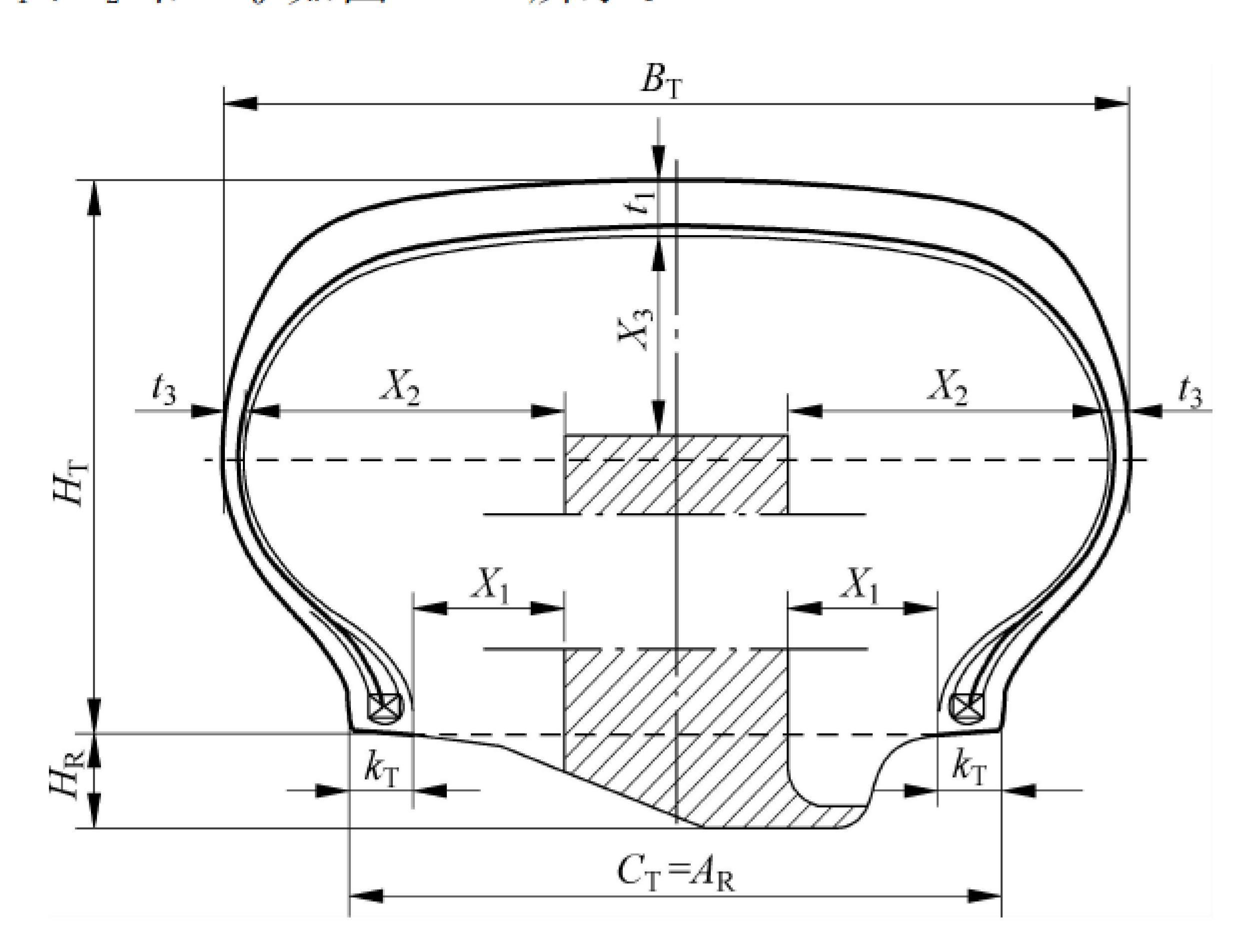


图 3-13　安装内支撑后的空间余量

为了明确内支撑与轮胎充气轮廓断面之间的参数关系，式(2-22)和式(2-23)已经定义了内支撑高度系数 k_h 和顶部宽度系数 k_w（见 2.3.1 节），这里增加内支撑基部宽度系数 k_{w1}，根据几何关系可知，各系数取值范围都在[0,1]区间，则式(3-20)可以写为

$$\begin{cases} b_{I2} = k_{w1}(A_R - 2k_T) \\ b_{I3} = k_w(B_T - 2t_3) \\ h_I = k_h(\eta B_T + H_R - t_1) \end{cases} \tag{3-21}$$

由式(3-21)建立起了内支撑基本参数（高度和宽度）与轮胎和轮辋组成的内部空间之间的直接关联关系。若各系数已经确定，不同型号的轮辋和轮胎将配有不同大小的内支撑。对同一型号的轮辋和轮胎，各系数大则内支撑尺寸大。但对于已经确定的轮辋和轮胎，其系数的取值范围[0,1]区间显然偏大，靠近 0 或靠近 1 均不可取，确定合适的系数取值区间是内支撑基本参数确定的关键。

3.4 内支撑与轮胎接地变形的关系

3.4.1 接地径向变形

确定内支撑高度系数 k_h 和宽度系数 k_w、k_{w1} 的取值范围，要考虑胎内空间的变化量。决定胎内空间变化的主要因素是轮胎载重时的接地变形与地面几何障碍的特性。轮胎在硬路面的变形特性一般用轮胎接地径向变形来表征，除此之外还包括侧偏变形、外倾变形、包容变形等。

在 2.1.3 节中的式(2-3)已经定义了轮胎的径向变形 δ_T。轮胎接地径向变形还可由轮胎断面的高度参数确定。图 3-14 所示为轮胎加载前后的尺寸变化，轮胎径向变形 δ_T 可表示为

$$\delta_T = H_T - H_{TW} \tag{3-22}$$

式中，H_T——轮胎空载断面高度；

H_{TW}——轮胎加载断面高度。

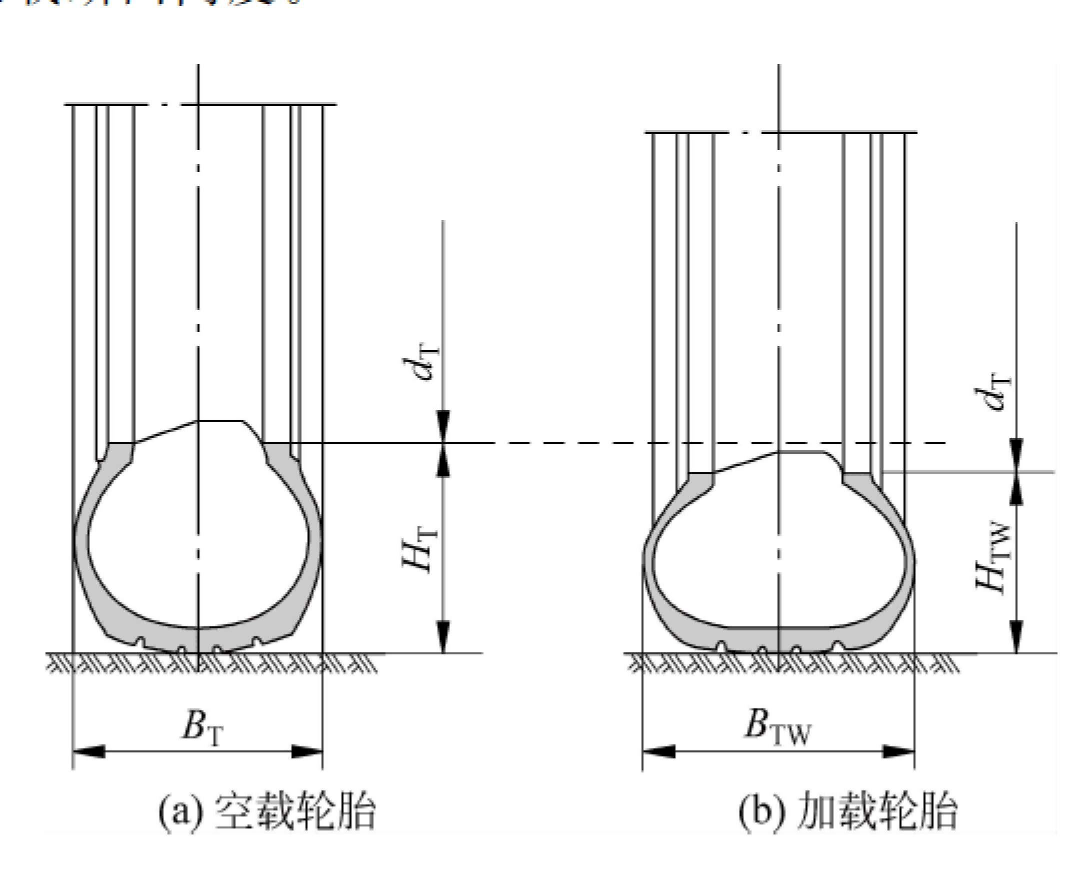


图 3-14 轮胎加载前后尺寸变化

计算轮胎接地径向变形多使用经验公式，这里采用基于试验结果的经验公式：

$$\delta_T = \delta_0 + k_i W \tag{3-23}$$

式中，δ_0——与轮胎种类有关的常数；

k_i——系数，气压的函数，用下式表示：

$$k_i = \frac{\alpha_2}{(p_c + p_i)^{\alpha}} \tag{3-24}$$

式中，α_2——与轮胎种类有关的常数；

p_c——因轮胎刚度而产生的压力。

将式(3-24)代入式(3-23)可得轮胎接地径向变形的简化经验公式

$$\delta_T = \delta_0 + \frac{\alpha_2}{(p_c + p_i)^{\alpha}} W \tag{3-25}$$

由式(3-25)可直接看出，在相同气压下轮胎接地径向变形随轮胎载荷的增大而增大，当达到额定最大负载时，轮胎应该具有最大的接地径向变形。

3.4.2　侧偏与外倾变形

由于受到侧向力作用，车轮的运动方向与轮胎平面有一个侧偏角 α，造成轮胎侧偏角的原因是它在侧向力作用下产生变形，变形量为 e_{T1}，如图 3-15(a)所示。另外，当车辆受到限制，车轮被迫在一圆形轨道运动，车轮平面出现外倾角 γ，则轮胎接地印迹面向着弯道中心变形，变形量为 e_{T2}，如图 3-15(b)所示。

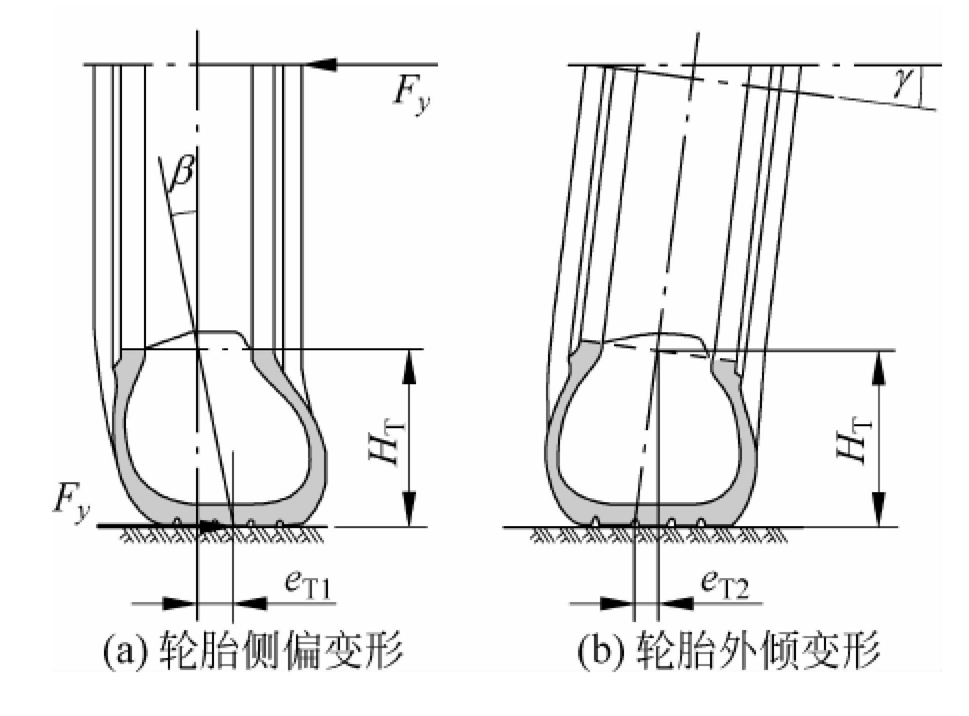


图 3-15　轮胎侧偏与外倾变形

若均以车轮平面(即断面中心线)原始位置为依据，并假设轮胎均无压缩变形(即径向变形)，则侧偏和外倾变形量可表示为

$$\begin{cases} e_{T1} = H_T \tan\beta \\ e_{T2} = H_T \tan\gamma \end{cases} \tag{3-26}$$

式中，β——轮胎行驶面中心和轮辋标定直径位置中心的连线与车轮对称平面的夹角；

γ——轮胎外倾角。

3.4.3　轮胎包容变形

车辆在硬路面行驶，由于路面的不平，轮胎经常在凸起的路面上滚过，受到瞬时凸起力 F_z，如图 3-16(a)所示，轮胎胎面具有包容凸起的能力，称为轮胎的包容特性。由轮胎的包容特性引起轮胎胎面的瞬时变形称为轮胎包容变形。当轮胎滚过凸起后轮胎包容变形会得到恢复，但该变形量会反映到轮胎内部径向空间的变化，因而也是内支撑设计中必须考虑的因素之一。

轮胎包容变形可用包容高度 e_m 描述，如图 3-16(b)所示。包容高度与轮胎滚过凸起时的负荷、轮胎气压、凸起大小和轮胎挠度(径向最大变形)有关。在普通轮胎特性研究中，常采用圆环梁(带束)模型解析带束受力下的纵向挠曲。

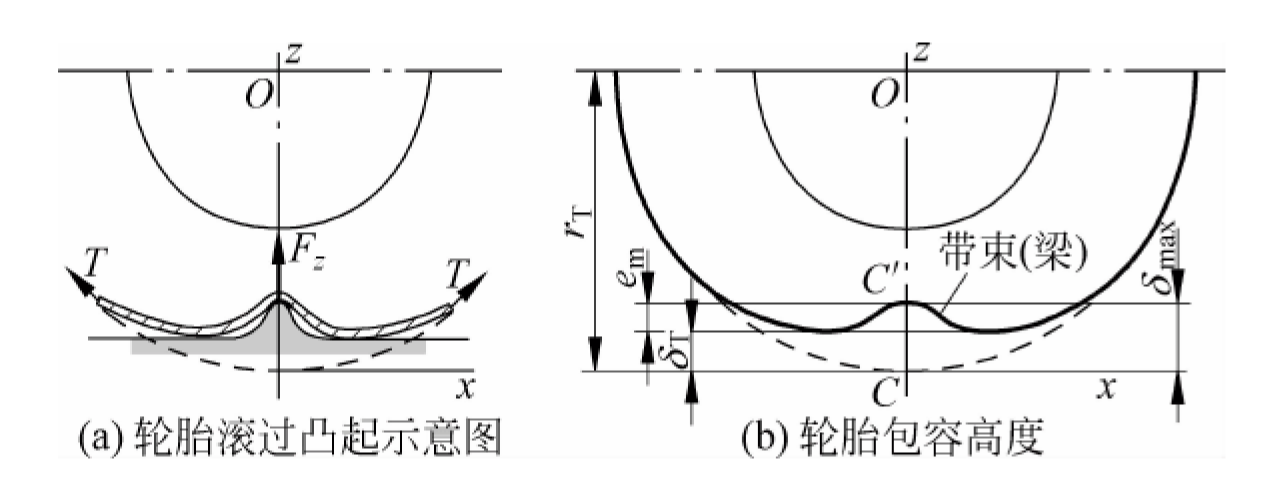


图 3-16　由于凸起引起的轮胎包容变形

一般是建立带束层的纵向挠曲方程(z 轴方向变形方程)，即

$$I_y E \frac{d^4 z}{dx^4} - T \frac{d^2 z}{dx^2} + kz = 0 \tag{3-27}$$

式中，I_y——绕 y 轴的转动惯量；

E——带束弹性系数；

k——弹性基础上胎体每单位周长的径向弹簧常数。

假设变形左右对称和轮胎周长不变(变形前后弧长相等),进行推导求解,可得中心部位的最大变形(挠度)δ_{max}为

$$\delta_{max} = \frac{F_z}{k}\sqrt{\frac{T}{2EI_y}} \cdot \frac{\sqrt{1-\zeta}}{\sqrt{1-\sqrt{1-\zeta}}} \tag{3-28}$$

式中,T——作用在带束上的张力;

ζ——系数,$\zeta=4EI_y k/T^2$。

根据试验实测,包容高度 e_m 与中心部位的最大变形(挠度)δ_{max}之间的关系为

$$e_m = \frac{1}{3}\delta_{max} \tag{3-29}$$

将式(3-29)代入式(3-28)得

$$e_m = \frac{F_z}{3k}\sqrt{\frac{T}{2EI_y}} \cdot \frac{\sqrt{1-\zeta}}{\sqrt{1-\sqrt{1-\zeta}}} \tag{3-30}$$

3.4.4 内支撑与轮胎变形的关系

轮胎变形量带来的结果是占据轮胎内部空间(接地径向变形和包容变形)或移动轮胎内部空间(侧偏变形和外倾变形),这就为同样要占据着轮胎内部空间且位置不移动的内支撑造成一定影响。要保证内支撑在常载荷常气压下不与轮胎内壁任何部位发生碰撞和摩擦,必须要求在正常气压条件下超过轮胎最大负载极限时,内支撑顶部纵向空间余量 X_3(见图 3-13)仍能容纳轮胎可能同时出现的接地径向变形和包容变形,即

$$X_3 \geqslant \delta_T + e_m \tag{3-31}$$

假设恰好能容纳,即式(3-31)取等号时,结合式(3-25)和式(3-30),将 X_3 代入式(3-20)得内支撑高度最大值 h_{Imax}的综合表达式为

$$h_{Imax} = \eta B_T + H_R - t_1 - \delta_0 - \frac{\alpha_2}{(p_c+p_i)^{\alpha}}W - \frac{F_z}{3k}\sqrt{\frac{T}{2EI_y}} \cdot \frac{\sqrt{1-\zeta}}{\sqrt{1-\sqrt{1-\zeta}}} \tag{3-32}$$

同理,内支撑顶部横向空间余量 X_2(见图 3-13)在同条件下应能够容纳轮胎侧偏和外倾变形,即

$$X_2 \geqslant e_{T1} + e_{T2} \tag{3-33}$$

即式(3-33)取等号时,结合式(3-26),将 X_2 代入式(3-20)得内支撑宽度最大值 b_{I3max}的综合表达式为

$$b_{I3max} = B_T - 2t_3 - H_T(\tan\beta + \tan\gamma) \tag{3-34}$$

式(3-32)和式(3-34)说明:内支撑最大高度不但与轮辋和轮胎本身的几何尺寸有关,还与轮胎气压、载重、包容特性、转动惯量、材料性能等有一定关系;内支撑顶部最大宽度同样也与轮胎侧偏特性和外倾特性有关。根据 RFT 零压续跑等效系统模型和零压行走鬃毛刷子模型的分析可知,内支撑高度和顶部宽度越大,零压下行走能力越好,但其最大高度和顶部最大宽度应该满足式(3-31)和式(3-33)的约束条件。作为内支撑的设计依据,上述式(3-32)和式(3-34)中的关于轮胎特性的参数实际上很难获得其全部精确数据。在实际设计中,公式轮胎特性参数可针对相应的轮胎型号查阅其资料,作为基本参数确定之后在取值范围内微调参数的主要依据。

上述分析是基于轮胎正常充气状态讨论的，从而确定了内支撑最大高度的顶部最大宽度的定性约束公式。内支撑高度和顶部宽度最小值应根据轮胎能够零压行走为条件加以确认。轮胎失去行走能力以低气压下脱圈为标志（见 2.3.1 节）。内支撑最低高度必须保证胎体零压变形程度不足以达到胎体折叠的脱圈基本条件。假设轮胎处于零压无侧偏状态，其不脱圈的极限折叠情况如图 3-17 所示（左侧虚线）。

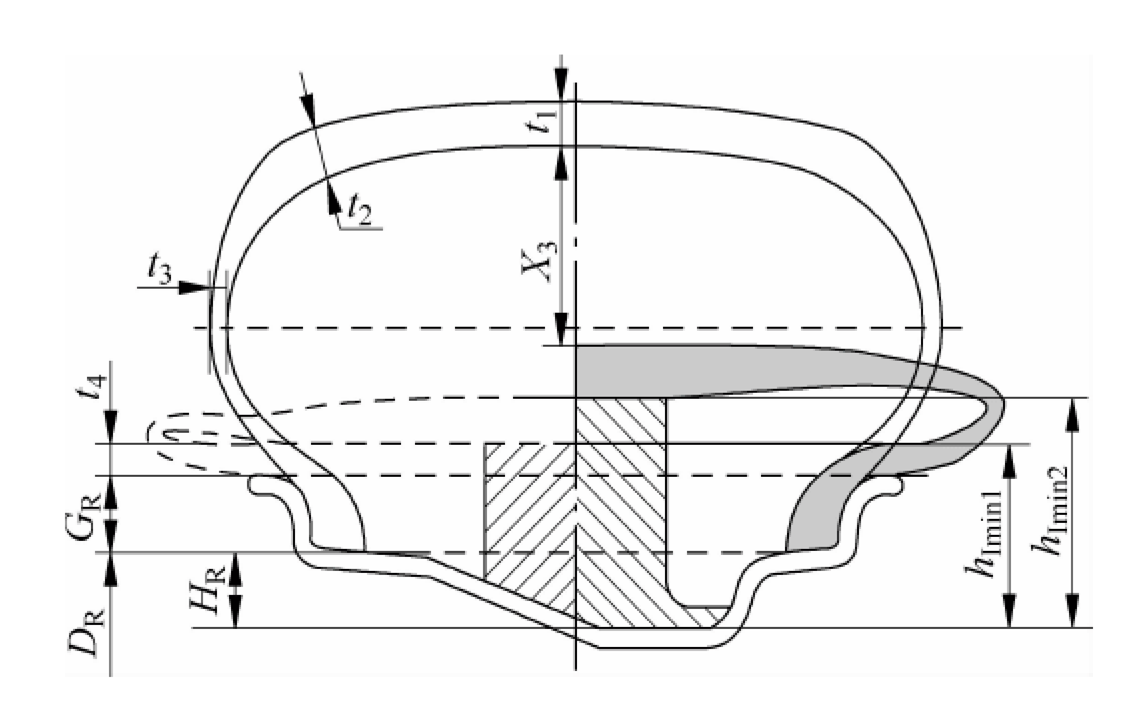


图 3-17　内支撑最小高度的确定

由图 3-17 的几何关系可以看出，内支撑断面最小高度应符合关系式

$$h_{\mathrm{Imin1}} = H_R + G_R + t_4 \tag{3-35}$$

式中，t_4——轮胎下胎侧区偏下段的厚度。

为保证 RFT 实际使用中不达到这种折叠极限，可以把胎冠厚度 t_1（或 t_2）附加到内支撑高度上（见图 3-17 右侧），则式（3-35）改写为

$$h_{\mathrm{Imin2}} = H_R + G_R + t_4 + t_1 \tag{3-36}$$

同理，内支撑最小宽度也必须保证胎体零压变形程度不足以达到脱圈基本条件。假设轮胎处于零压状态，且受到很大的侧向力，则胎体向一侧偏移，如图 3-18(a)所示。

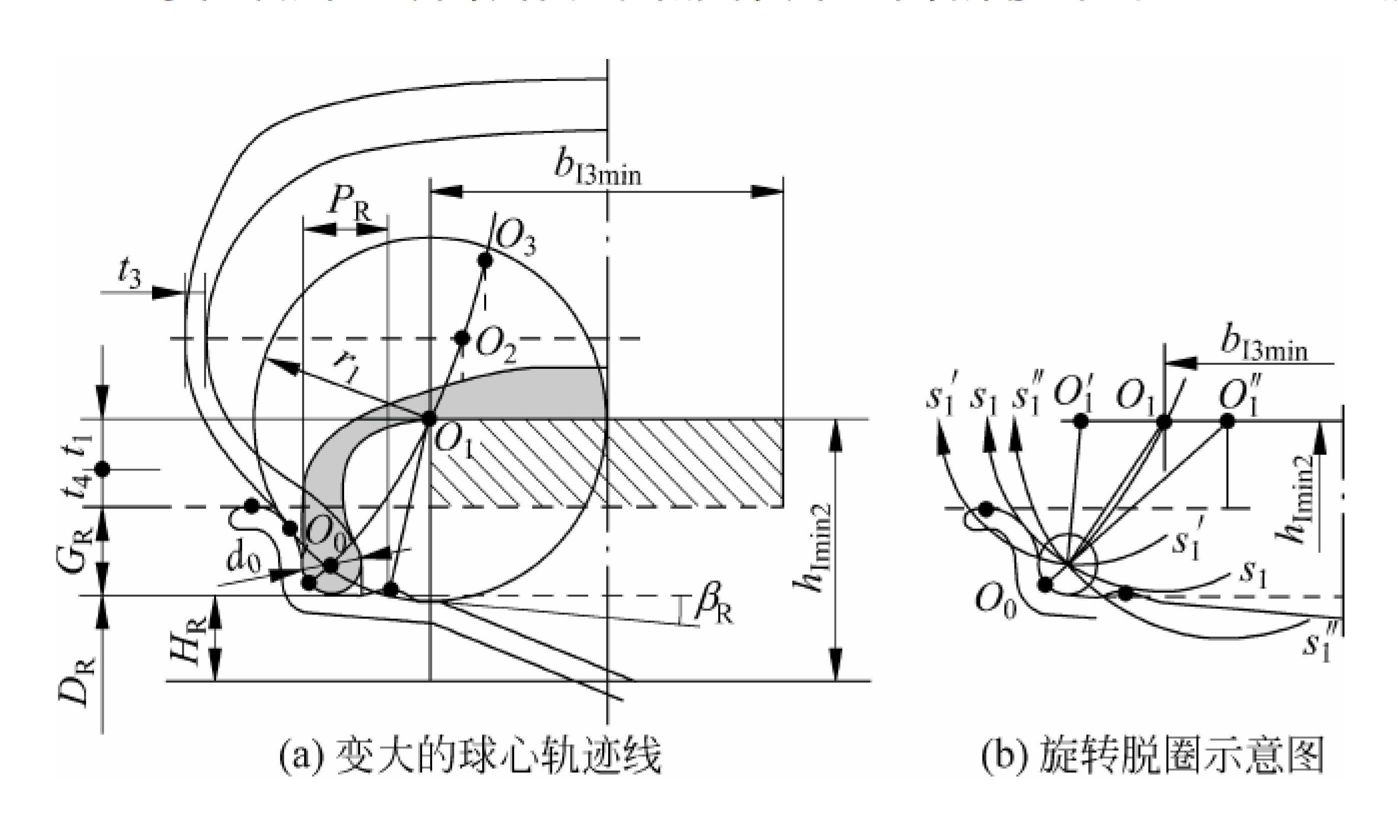


图 3-18　内支撑最小顶部宽度的确定

保证偏移程度不能超过脱圈极限，即防止胎圈在轮缘和凸峰组成的胎圈座宽度 P_R（见图 3-4）内翻转脱出轮辋。这种翻转可以认为是直径为 d_0 的圆绕其中心 O_0 的自转，同时还围绕内支撑的一个顶点（如 O_1 点）转动，而 d_0 是轮辋检测工具球带尺的圆球直径（ϕ16mm）。圆球与轮辋接触相切，假设其直径可以变大并保持与轮辋相切，则圆球中心 O_0 的轨迹线为 O_0—O_1—O_2—O_3。其中 O_1 是轨迹线与内支撑顶线的交点，O_2 是轨迹线与轮胎

水平轴的交点。

假设轮胎下胎侧区是一个微弹性梁(线段 $O_0—O_1$),如图 3-18(b)所示,则微弹性梁绕 O_1 顺时针旋转使 O_0 沿 s_1 轨迹运动,可见轨迹与轮缘相切,若微弹性梁稍有变形,则胎圈脱出。显然,当内支撑顶点位于轨迹线 $O_0—O_1—O_2—O_3$ 左侧时,如 O_1' 点,则轨迹 s_1' 与轮缘干涉,胎圈不易翻转脱出;反之内支撑顶点位于轨迹线 $O_0—O_1—O_2—O_3$ 右侧时,如 O_1'' 点,轨迹 s_1'' 离开轮缘,胎圈很容易翻转脱出。根据几何关系,内支撑一侧顶点为 O_1 时,顶部宽度最小值为

$$b_{\mathrm{I3min1}} = \frac{1}{2}(A_{\mathrm{R}} - P_{\mathrm{R}}) - r_1 \sin\beta_{\mathrm{R}} \tag{3-37}$$

式中,r_1——相切圆 O_1 的半径;

β_{R}——胎圈座角度。

因为圆 O_1 与胎圈座角度线相切,且 β_{R} 较小(5°),可以近似认为圆 O_1 的半径为

$$r_1 = G_{\mathrm{R}} + t_4 + t_1 \tag{3-38}$$

将式(3-38)代入式(3-37)得

$$b_{\mathrm{I3min1}} = \frac{1}{2}(A_{\mathrm{R}} - P_{\mathrm{R}}) - (G_{\mathrm{R}} + t_4 + t_1)\sin\beta_{\mathrm{R}} \tag{3-39}$$

式(3-39)为内支撑高度取最小值 h_{Imin2} 时的结果,根据图中轨迹线 $O_0—O_1—O_2—O_3$ 可知,当内支撑高度增加时,内支撑宽度最小值可以再减小。因为轨迹线 $O_0—O_1—O_2—O_3$ 的斜率比较陡,可以判断:在阻止轮胎脱圈的作用中,内支撑高度比宽度贡献大,因此内支撑高度设计尺寸可采用实体(h_1)占据较大空间,而顶部宽度设计尺寸可以采用余量(X_2)占据较大空间,以保证内支撑整体尺寸不过于庞大且正常发挥其应有的功能。

3.5 内支撑结构与安装工艺的关系

3.5.1 内支撑安装工艺与内支撑结构

前面的讨论是基于轮辋和轮胎本身的结构尺寸展开的,内支撑的一些关键尺寸取值范围尚不能最后确定。根据内支撑设计要求,内支撑应该能够顺利安装到轮胎和轮辋组成的内部空间,因此“顺利安装”是决定内支撑大小的很重要的关键因素之一。

内支撑的安装和轮胎的安装是同步进行的,其工艺过程可简单叙述为:安装轮胎内侧胎圈—装入内支撑—调整内支撑对正轮辋槽—锁紧内支撑—安装轮胎外侧胎圈—轮胎充气。从这一过程可以看出,内支撑是在轮胎单侧首先装入的情况下放入的,且装配操作是在轮胎内部进行的,这为内支撑的尺寸参数带来装配工艺的约束条件。若暂时不考虑轮胎进入轮辋槽的情况,假设轮胎充气轮廓不会变形,取前面分析的内支撑最低高度,则可以根据图 3-19 来确定内支撑分块数量。由图 3-19 可以看出,内支撑分双块装配时与轮辋发生干涉,分三块和四块装配比较容易。考虑内支撑整体刚度和装卡锁紧装置数量,采用三块式结构比较合理。将三块式结构单独进行分析,考虑轮胎内侧胎圈进入轮辋槽的情况,如图 3-20 所示。

显然,轮胎中心偏移轮辋中心一个距离 H_{R}(图 3-20 中为向上偏移),假设轮胎不变形,原内支撑位置不动,则内支撑高度可以在最小值上增加 H_{R} 后仍可以装入轮胎内部,即得到内支撑高度的最大值

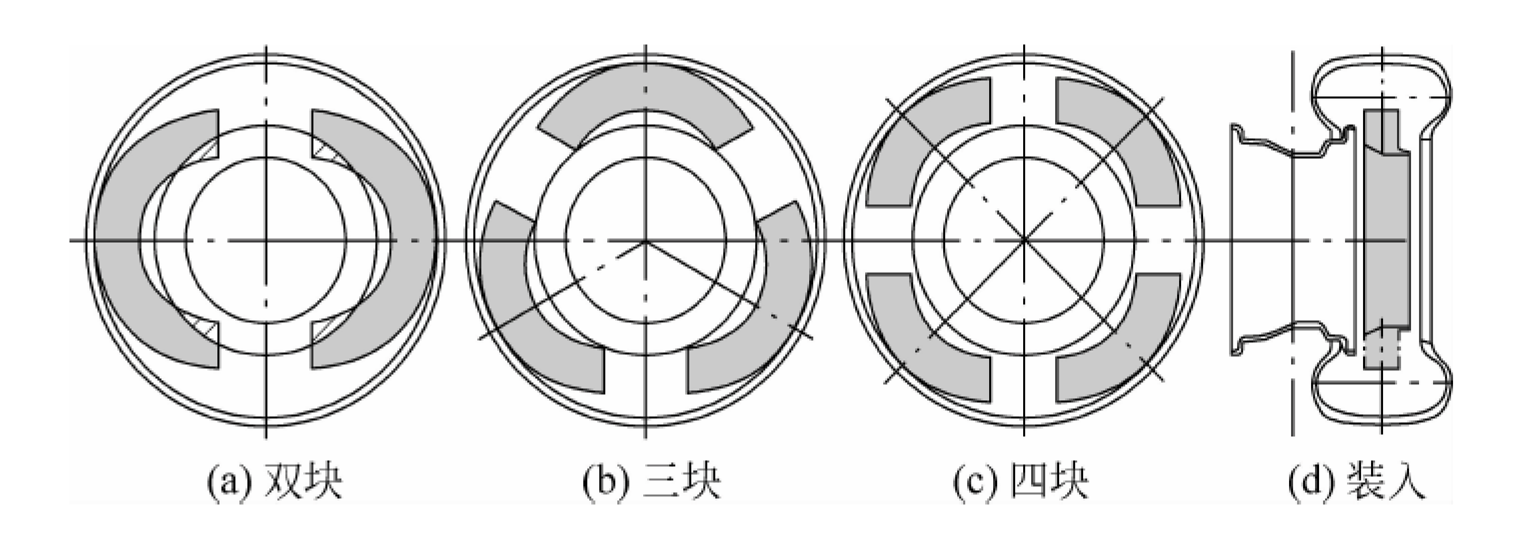


图 3-19 内支撑分块数量的确定

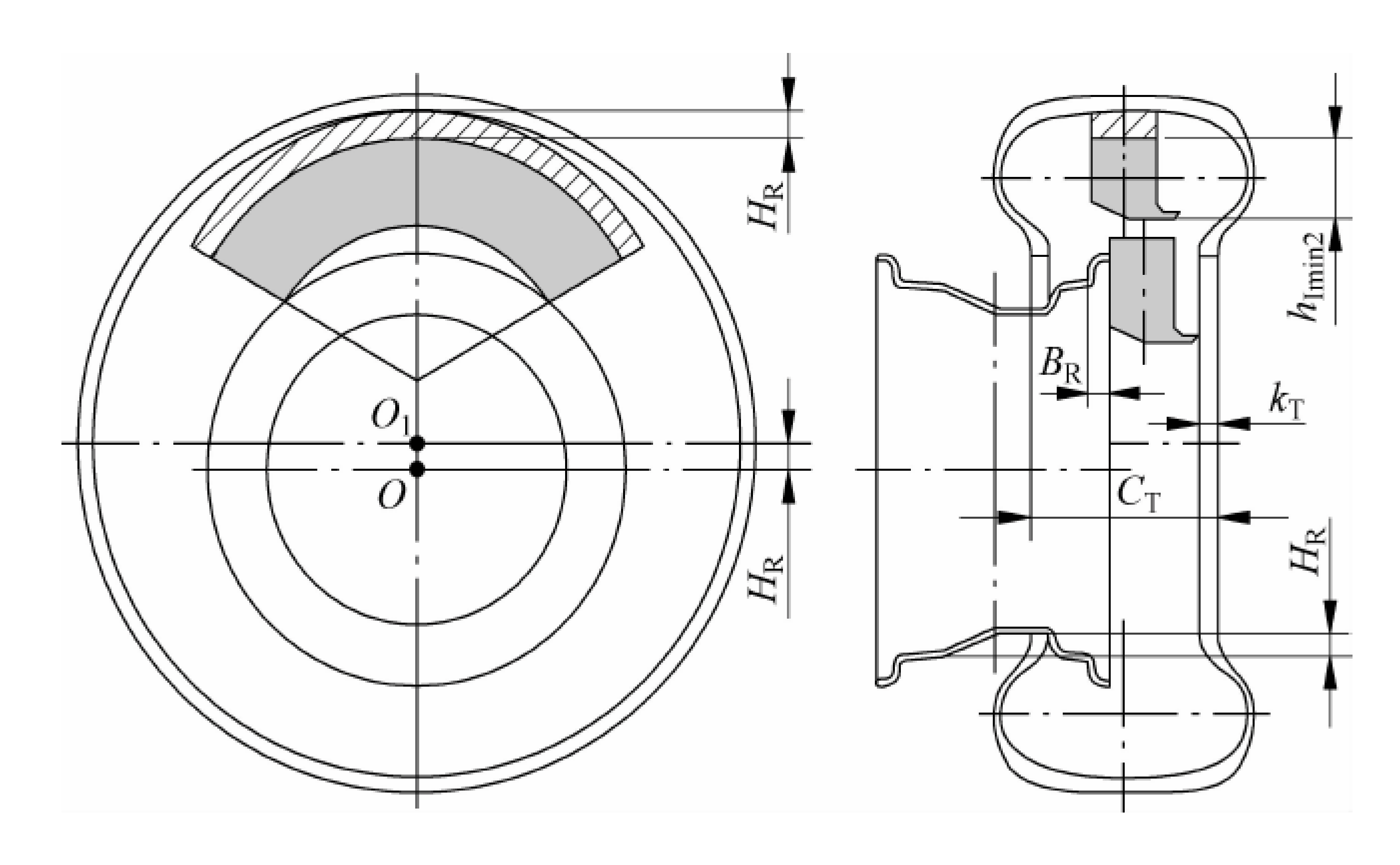


图 3-20 三块式内支撑高度增加

$$h_{\mathrm{Imax}} = h_{\mathrm{Imin2}} + H_R \tag{3-40}$$

由图 3-20 还可以看出，内支撑是在轮胎外胎圈和轮辋外轮缘之间的间隙进入轮胎内部的。当胎圈未进入轮辋槽时，内支撑总宽度最大值为

$$b_{\mathrm{Imax}} = C_T - 2k_T - B_R \tag{3-41}$$

式(3-40)和式(3-41)即为三块式内支撑在装配工艺约束条件下得到的最大尺寸计算公式，内支撑实际设计尺寸不一定都达到该极限尺寸。

3.5.2 分体结构的装卡锁紧原理

装卡锁紧是分块式内支撑设计的关键之一，分体之间可以采用对接、搭接、插接等形式，如图 3-21 所示。对接式加工容易，但要求内支撑基部定位精确，防止彼此偏斜。搭接方式单体之间有面面接触，缩紧后整体刚度较好。插接式整体刚度更好，但加工较困难。一般可根据内支撑的大小优先选择前两种形式。

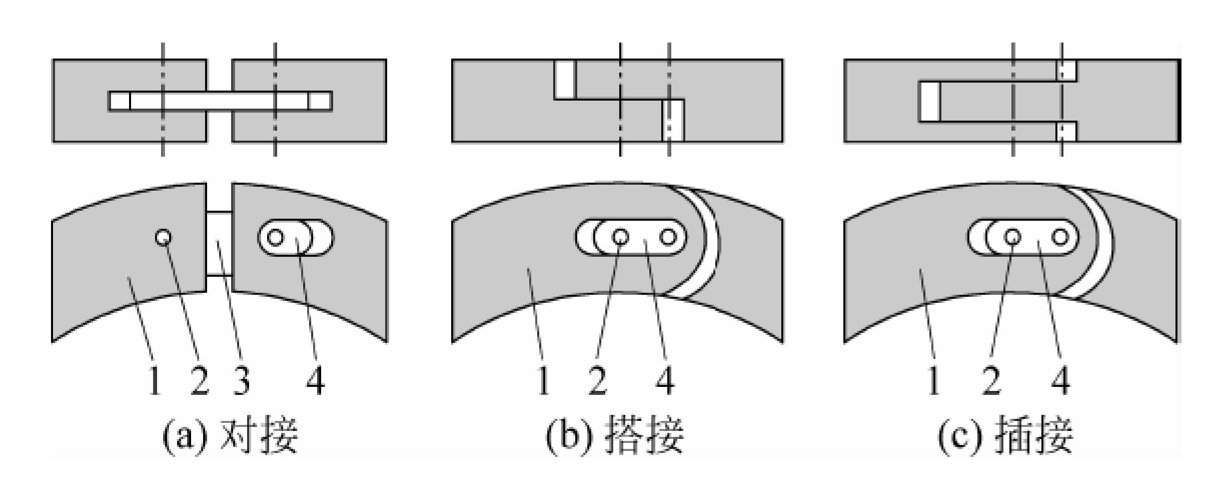


图 3-21 分体连接形式示意图

1—内支撑；2—螺栓；3—锁环；4—锁块

无论采用何种接头形式,必须保证分体之间相互锁紧,可以采用斜面缩紧原理。斜面可以位于内支撑上,也可以位于锁紧连接件上。斜面的角度 α_k 选择十分关键,涉及螺栓的预紧力和强度。图 3-22(a)所示为一种对接式锁紧形式,其中锁块和锁环为携带斜面结构连接零件,斜面之间形成配合。

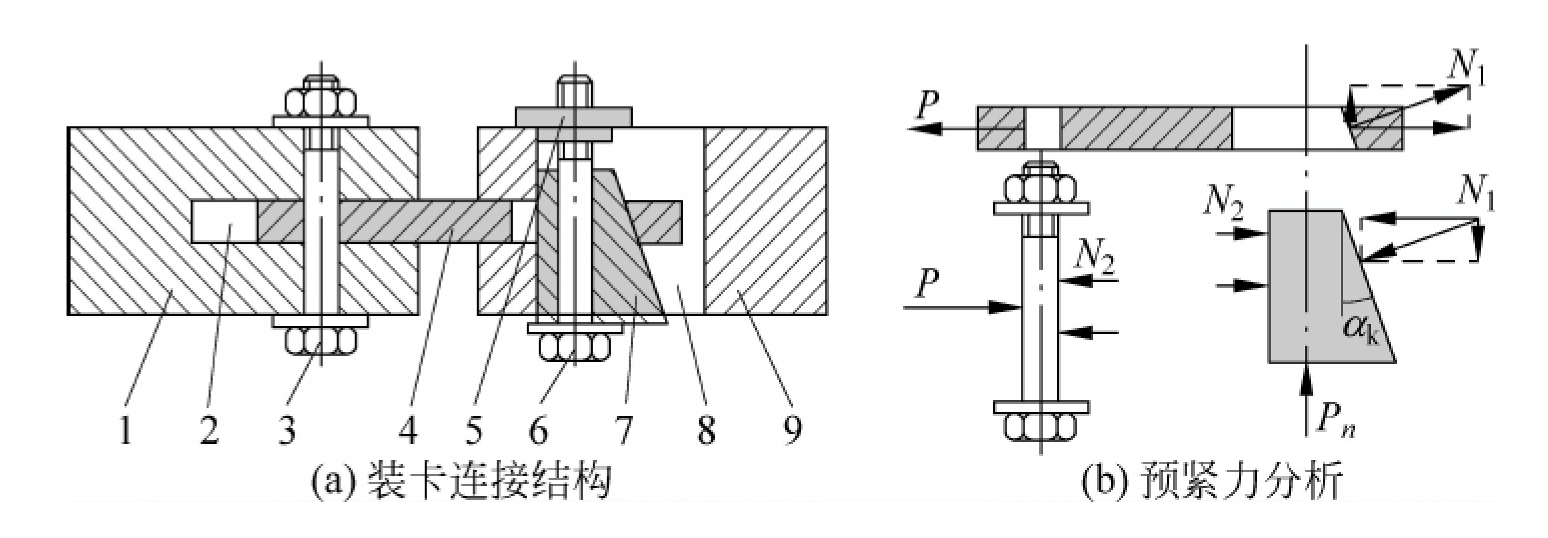


图 3-22 对接的一种锁紧形式

1—螺栓(销)孔端;2—锁环槽;3—螺栓(销);4—锁环;5—特制螺母;6—锁块螺栓;7—锁块;8—锁块孔;9—锁块孔端

若不考虑斜面的摩擦,锁块斜面的受力如图 3-22(b)所示,根据受力平衡可知锁块螺栓预紧力(轴向力)P_n 为

$$P_n = N_1 \sin\alpha_k = N_2 \tan\alpha_k = P\tan\alpha_k \tag{3-42}$$

式中,N_1——斜面垂直力;

N_2——内支撑反力;

P——锁环拉力。

锁环的拉力即内支撑装卡锁紧拉力 P,可根据内支撑分块时的角度进行计算。三块式内支撑锁环拉力计算公式为

$$P = \frac{P_{3O}}{\sqrt{3}} \tag{3-43}$$

式中,P_{3O}——单块内支撑离心力,可根据 2.5.3 节相关公式计算求得。

由式(3-42)可知,若产生相同的锁环拉力,斜面的角度 α_k 越大,所需要的锁块螺栓预紧力 P_n 越大。α_k 的选择除了考虑预紧力以外,还要考虑内支撑间隙弥补情况,一般 α_k 越大,内支撑移动量越大,容易实施间隙调整;反之,α_k 越小,则不容易调整间隙,但容易出现自锁(α_k 到摩擦角以内)。一般 α_k 在 3°～15°范围兼顾螺栓预紧力和间隙调整进行适当选择。

3.5.3 轮胎安装工艺与内支撑结构

在内支撑安装工艺过程去掉内支撑装配环节,即为轮胎安装工艺。由于胎圈与胎圈座配合,而轮缘高出胎圈座(见图 3-4),这要求胎圈必须进入轮辋槽呈倾斜状态进入。内支撑的加入将占据轮辋槽空间,给轮胎安装带来困难,因此基于标准轮辋和轮胎设计内支撑,必须在内支撑基部设置轮胎安装空间,称为装胎环槽(见图 3-2)。装胎环槽可以在内支撑主体结构上采用去除材料的方式获得,去除后的断面空间必须能够容纳胎圈的移动和转动。可以采用轮辋检测工具球带尺的测量球沿胎肩滚入轮辋槽的方法确定其空间大小,如图 3-23(a)所示。

装胎环槽中最关键的尺寸是内支撑侧面距离轮辋槽斜角面间隙 L 和槽的深度 m_{II} 的大

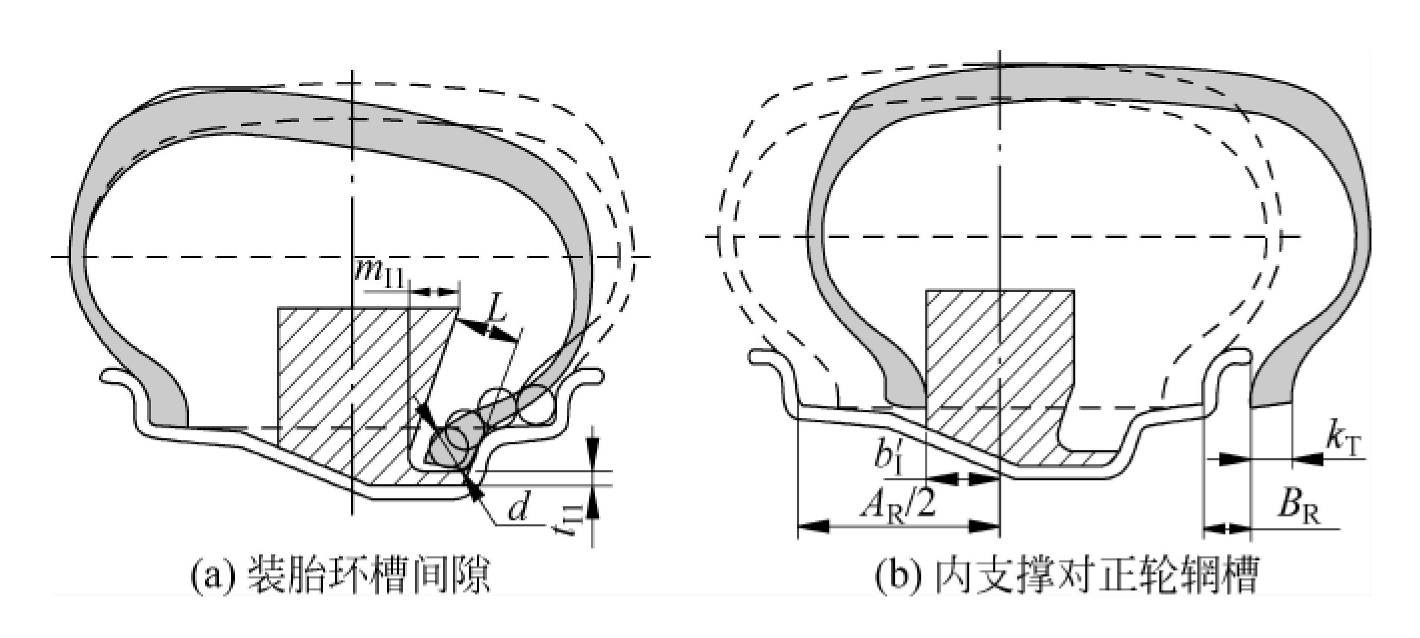


图 3-23　轮胎安装工艺与内支撑结构的关系

小，若保证胎圈能够自由活动(移动和转动)，则 L 值必须大于球带尺圆球直径 d，且有足够余量。可以根据几何关系确定以下约束条件：

$$L = m_{\rm I1} = 1.5d \tag{3-44}$$

或根据轮辋槽的宽度确定，取

$$L = m_{\rm I1} = L_{\rm R} \tag{3-45}$$

图 3-23(b)则示意了内支撑对正轮辋槽位置准备实施锁紧操作时，轮胎外胎圈必须在外轮缘侧，以接触位置为极限，则内支撑基部半宽 $b_{\rm I}'$可由下式确定：

$$b_{\rm I}' = \frac{A_{\rm R}}{2} - B_{\rm R} - k_{\rm T} \tag{3-46}$$

式(3-46)实际上决定了内支撑基部最大总宽度的大小。对于一般不太扁平的轮胎，可以采用该侧面等半宽设计，但具体尺寸有待针对具体轮辋和轮胎确定。

除了上述安装工艺约束外，轮辋上还有气门嘴的装配位置，气门嘴虽然不大，但其位置稍有影响内支撑环带厚度 $t_{\rm I1}$ 的大小。如果 $t_{\rm I1}$ 过大，首先造成轮胎安装困难，再有就是造成内支撑与气门嘴干涉，强行装配有可能损坏气门嘴与轮辋装配的气密性。因此环带厚度 $t_{\rm I1}$ 控制在 5mm 以内，或采用外薄内厚的形式，但平均厚度应保持在 5mm 左右。

3.6　内支撑断面参数 CAGD 求解

3.6.1　参数求解的 CAGD 方法

内支撑基本参数的求解可采用 CAGD 方法。CAGD(Computer Aided Geometric Design)的概念在 1974 年由 R. Barnhill 和 R. Riesenfeld 在美国 Utah 大学的一次国际学术会议上提出，其主要研究对象是机械产品的几何形状。在应用技术层面，CAGD 以成熟商业 CAD 软件的参数化和变量化技术作支持，求解几何参数或分析工程数据，是产品概念设计阶段必须进行的工作之一，也是现代产品设计制造 CAX 技术体系的重要组成部分。AIP 草图下的 CAGD 功能是以计算几何为理论基础，以图形数据库为信息载体，通过经典数学模型自动解析程序，进行图形显示与表达、数据提取与分析、参数编辑与修改和结果处理与保存的一种应用技术方法，在新产品创成设计和概念设计方面优势显著。

由于内支撑是基于标准轮辋和轮胎而设计，其参数确定与所配轮辋和轮胎有密切关系。为了实现内支撑设计修改和尺寸调整的方便性，必须建立内支撑与轮辋和轮胎参数之间的约束关系和驱动关系，实现内支撑尺寸参数化和关系化。可基于不同的设计相关因素对内

支撑基本尺寸(主要是高度和宽度等)进行参数预测求解和工程数据分析,确定合理的参数设计范围。AIP 草图下的 CAGD 功能为完成这一工作提供了很好的工具和方法。图 3-24 所示是内支撑参数 CAGD 求解方法基本流程。

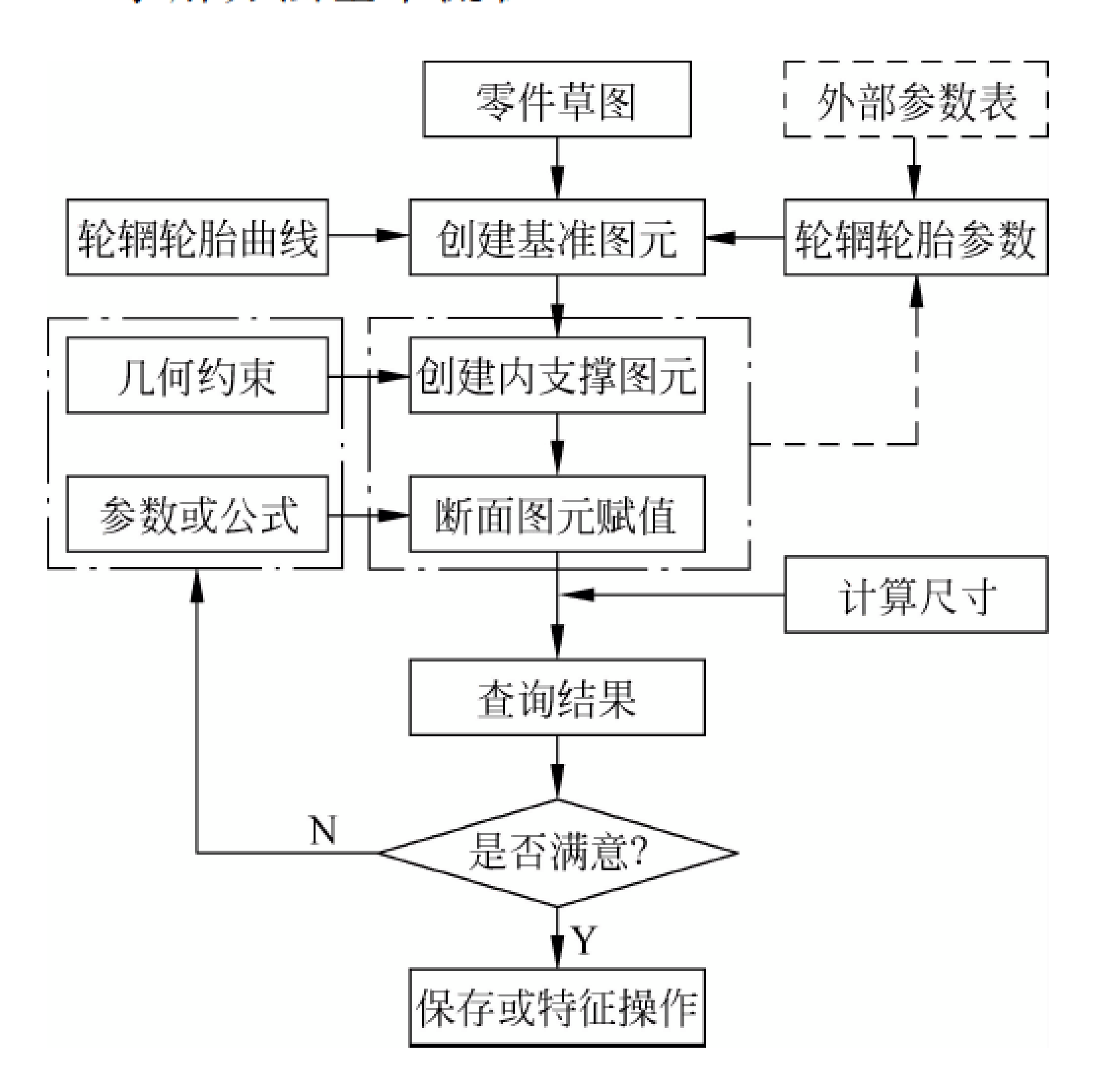


图 3-24 内支撑参数 CAGD 求解流程

基于 AIP 的内支撑断面 CAGD 求解是借助 AIP 零件环境的草图进行的,主要是利用 AIP 草图的参数化计算能力,获得需要求解的工程数据。其中建立正确的参数关系公式和几何约束条件是求解的关键,在参数关系公式中,可以使用基本代数运算符号,如加(+)、减(-)、乘(*)、除(/)、幂(^)、表达式分割符(())、多元函数分割符(;)等,还可以使用 cos、sin、sqrt、exp、log 等 20 多种数学函数。计算结果直接依附于图形显示,结果查询可以利用计算尺寸实时观察,也可查看图形数据库参数记录。对于不满意的结果可通过修改几何约束、参数大小或关系公式进行调整。可以依据不同的目标建立不同的数学公式,并自动实现参数计算。完整的 CAGD 模型可以链接外部参数表(Excel),参数表内容是根据国标或图纸输入的尺寸参数值,更换不同的参数表即可获得不同的轮辋轮胎曲线,在参数关系驱动下内支撑图元亦自动调整。实际上,CAGD 方法在后面第 4 章的安全轮胎装配关联设计中随时应用,以调整内支撑细化设计中的几何结构。

3.6.2 内支撑断面参数计算实例

根据本章前 5 节的分析,以 6J×15 轮辋和 205/60R15 轮胎为例,按照图 3-24 的求解流程,构建其内支撑断面 CAGD 求解模型,计算内支撑高度和宽度两个基本参数,并进一步明确高度系数和宽度系数。图 3-25 所示为基于 6J×15 轮辋和 205/60R15 轮胎的内支撑高度和顶部宽度的 CAGD 求解计算模型。

因为主要是对内支撑高度和顶部宽度的计算,图 3-25 中轮辋仅为标准曲线的关键尺寸(图纸尺寸),轮辋槽圆角等较小结构忽略。轮胎尺寸数据参考国家标准通过轮胎测绘获得。图中下方显示的两个对话框是计算内支撑最低高度 h_{Imin2} 的尺寸编辑框,其中左侧为测量(标注计算尺寸)下胎侧区偏下的厚度尺寸 t_4,右侧为引用该厚度尺寸 t_4 后自动计算得到的

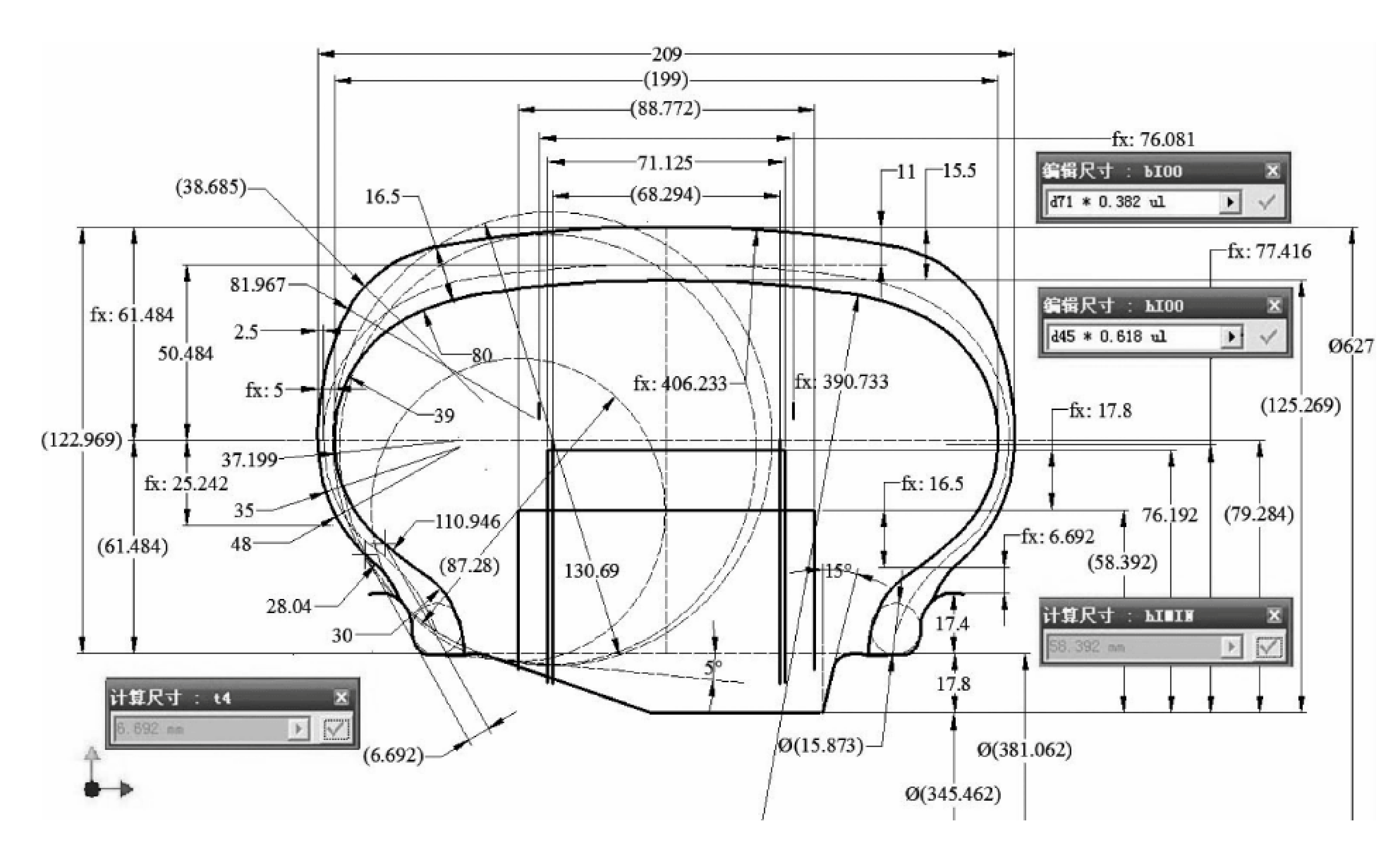


图 3-25　基于 6J×15 轮辋和 205/60R15 轮胎的内支撑断面 CAGD 模型

内支撑高度 h_{Imin2} 的结果(58.392mm)。表 3-2 列出了基于 6J×15 轮辋和 205/60R15 轮胎的内支撑断面 CAGD 求解结果,包括全部尺寸参数记录值。

表 3-2　基于 6J×15 轮辋和 205/60R15 轮胎的内支撑断面 CAGD 求解结果

参数名称		等式	数值/mm	说明
模型参数	jT1	jT/2 ul	25.242	下胎侧过渡曲率
	ρ7	ρ2＋m0	406.233	胎冠行驶面曲率
	ρ70	ρ2－(t1－m0)	390.733	胎冠内表面曲率
	ρ2	—	395.233	胎冠 A 点曲率
	t1	—	15.500	胎冠 A 点厚度
	t2	—	16.500	胎侧与胎冠过渡厚度
	t3	n * 2 ul	5.000	胎侧水平轴处厚度
	GR	—	17.400	轮缘的高度
	HR	—	17.800	轮辋槽的深度
	DT	—	627	轮辋标定直径
	BT	—	209	轮胎断面宽度
	bI00	d71 * 0.382 ul	76.018	黄金分割宽度
	hI00	d45 * 0.618 ul	77.416	黄金分割高度
参考参数	d62	—	88.772	bI 宽度处最小高度
	t4	—	6.692	下胎侧厚度
	HT1	—	61.484	下胎侧高度
	d52	—	68.294	水平轴 bI 宽度
	hIMIN	—	58.392	内支撑最小高度
	HT	—	122.969	轮胎断面高度
	d45	—	125.269	HT＋HR－t1 纵向空间
	d71	—	199.000	BT－2t3 横向空间

注:表中等式一栏中"ul"表示无量纲;"—"表示无等式。

利用参数之间的关联关系和必要的几何约束，在 CAGD 求解计算中可以进一步确认内支撑的高度系数和顶部宽度系数。经过对基于 6J×15 轮辋和 205/60R15 轮胎的内支撑断面参数 CAGD 求解计算，得到了基于该轮辋和轮胎的内支撑高度尺寸和顶部宽度尺寸的取值范围和系数范围如表 3-3 所示。

表 3-3　6J×15 轮辋和 205/60R15 轮胎的内支撑断面基本参数

项　　目	高度/mm	宽度/mm	高度系数	宽度系数
最大值	79.284	88.722	0.633	0.445
最小值	58.392	68.294	0.466	0.343
黄金分割	77.416	76.018	0.618	0.382

从表 3-3 中数据可以看出，基于该轮辋和轮胎的内支撑高度系数 k_h 和顶部宽度系数 k_w 基本符合黄金分割率，即内支撑高度实体尺寸和顶部宽度余量尺寸均占据轮辋和轮胎组成空间的 0.618 左右。根据前面几节中的分析可知，轮胎正常充气压力下在径向的变形比在侧向的变形影响程度大，因此可以考虑将黄金分割系数附加上下偏差的方式进行范围微调，即占据轮胎纵向空间较大实体高度向下微调，而占据轮胎横向空间较少的顶部实体向上微调。则带有偏差范围的内支撑系数都用实体占据空间的方式可表示为

$$\begin{cases} k_h = 0.618^{+0.0382}_{-0.0618} \\ k_w = 0.382^{+0.0618}_{-0.0382} \end{cases} \tag{3-47}$$

在图 3-25 的 CAGD 模型界面和表 3-2 所示参数数值中，均显示了内支撑在给定系数反求获得的黄金分割高度 h_{I00} 和黄金分割宽度 b_{I00} 的大小。式(3-47)的系数是基于 6J×15 轮辋和 205/60R15 轮胎而计算得到的，作者利用其 CAGD 模型链接了 195/60R14 轮胎配 6J×14 轮辋、175/60R14 轮胎配 5J×14 轮辋和 235/60R16 轮胎配 7J×16 轮辋的外部参数表进行内支撑参数验算，发现其计算结果同样在合理范围之内。这说明式(3-47)所描述的系数可以应用于 60 系列相近尺寸的轮胎内支撑设计。其他系列轮胎内支撑高度和宽度系数也可以参照本方法构建 CAGD 模型，进行求解得到相关参数。

第4章

安全轮胎装配关联设计方法

任何一个产品的设计实质上都是一系列设计参数的关联，基于三维设计建模的装配关联设计技术越来越受到关注。三维 CAD 几何建模技术能够实现对模型的尺寸驱动、关系驱动和知识驱动，为 RFT 内支撑装配关联设计提供了技术手段。内支撑最终是在一个装配好的车轮中使用，在安全轮胎设计建模中，构建一个包含轮辋、轮胎、内支撑及其连接件在内的完整的 RFT 三维数字化装配体是十分必要的。RFT 装配体的轮辋和轮胎都是标准零部件，根据技术要求不需要对其进行设计改动，但轮辋和轮胎模型的准确性将直接影响内支撑模型的准确性，因此需要建立精准的轮辋和轮胎模型，为内支撑设计建模提供虚拟装配原型。内支撑三维几何建模除了包括内支撑本身的尺寸参数和结构参数外，其数据还应能够用于后续设计和工程分析中。为了保证内支撑几何模型的数据完整性和正确性，应基于标准轮辋和轮胎的虚拟原型，通过在位设计方法完成内支撑建模，并建立正确的参数关联关系和驱动关系。

4.1 基本概念与设计流程

4.1.1 装配设计的概念

装配设计是实现从概念模型到详细模型的映射设计过程，将概念设计中尚未确定的构思，通过产品结构的建立过程逐步细化模型结构，最终形成整机(或子系统)产品的数字化预装配结构。这一技术概念目前已经发展为数字样机(digital prototype, DP; 或 digital mock-up, DMU)，即：对机械产品整机或具有独立功能的子系统的数字化描述，这种描述不仅反映了产品对象的几何属性，还至少在某一领域反映了产品对象的功能和性能。装配设计包括产品的装配结构建模、装配约束关系定义、装配的间隙分析、装配工艺规划、可装配性(或可拆卸性)分析与评价等。

需要特别注意的是，装配设计不同于零件装配过程，零件装配过程是在详细设计后进行的，是把完成的零件模型按位置要求组装在一起，而装配设计是在详细设计之前进行的，是为详细零件设计提供数据源的设计过程。但二者在三维软件中都是在同一环境中进行的工作，完成的文件类型都是装配体文件，模型显示的都是多个零件的组合体。为了区分两种装配的本质区别，有不少文献将装配设计过程称为“自顶向下”(top-down)的设计，把零件装配过程称为“自底向上”(bottom-up)的设计。实际上，二者在获得装配关系的途径上有着本质区别，后者仅仅是模仿实际零部件装配的一种方法，而没有设计的含义。

自底向上的设计是由设计者交互指定零件之间的装配关系，通常是先指定待装配零件

与已装配零件中的几何体素(点、线、面),然后指定几何体素之间的装配约束类型(插入、对齐等),这种方法的缺点是:①设计者既要直接控制零件的装配运动,又要指定零件上的几何体素,两种并行的交互活动不可避免地增加了设计者的操作工作量;②装配过程中,几何体素往往被遮挡而不在设计者的视线范围内,设计者必须进行额外的操作(如旋转、隐藏处理等)才能完成几何体素的选择。

自顶向下的设计要求建模系统必须支持"在位设计"方法,系统能够自动识别零件间的装配关系,即系统根据设计者的交互操作,实时地捕捉设计者的装配意图,从而识别并建立零件之间的装配关系。该方法的优点是可以利用已装入的零部件作为当前编辑对象的参照,确定当前编辑对象相对于已装入的零部件的位置和大小,自动为二者添加合适的装配约束,确保所创建的对象与已装入的对象之间正确的装配关联关系。

无论是装配设计还是零件装配过程,其最终结果都是完成完整的产品数字样机,数字样机装配体模型应符合以下基本要求:①所有装配单元(零件或子部件)应为有效的最新版本,否则,应在产品配置或装配单元中设置笔记予以说明;②组成数字样机的各子系统样机应分层次、分系统进行模型装配,分层零部件原则上与实际物理样机组件层次一致;③模型的装配层次应能符合模型虚拟装配和拆卸的要求,并原则上与实际物理样机装配顺序或拆卸次序保持一致。

4.1.2 装配体与装配树

装配体(assembly)一般被称为组件或合件,组成一个装配体的单元称为部件(component)。一个装配体是由一系列部件和零件按照一定的约束关系组合在一起的。其中,在装配文件中第一个被装入或创建的零部件称为基础零部件,如创建 RFT 完整的装配模型,可以把标准轮辋作为第一个基础零件,而轮胎、内支撑和连接件等均作为后续装入的零件。

对于复杂产品可以由多个部件和零件组合而成;而对于简单的产品,则直接由多个零件组成。产品和部件是相对而言的,如相对于汽车,RFT 是一个部件;相对于 RFT 内的轮辋、轮胎、内支撑和连接件等,RFT 就是一个产品。某个部件可以是另外一个部件的成员,嵌套在装配中的装配称为子装配(subassembly)。如 RFT 可以作为一个子装配安装到悬架系统中,而悬架系统又可作为子装配安装在底盘上。

装配约束是根据实际的装配过程建立的不同零部件之间的相对位置关系。在装配过程中,装配约束是最重要的装配参数。对于不同的三维 CAD 系统,其装配约束类型在名称、数量和含义方面略有不同,但完成装配的最终目标基本一致,即构建产品的数字样机。在装配环境下,一个未被约束的形体在空间有 6 个自由度,即沿 X、Y、Z 轴方向的移动和绕 X、Y、Z 轴的转动。如在 RFT 装配设计过程中,按照产品的要求一步一步地增加轮辋、轮胎、内支撑等零部件之间的装配约束,逐渐减少各个零部件的自由度,使之按规定的约束组装起来形成完整的数字化产品。

装配树表示在装配体中各零部件之间的逻辑关系,即一方面表示零部件之间的层次关系,称为层次结构;另一方面表示零部件在装配体中的前后秩序,称为零件排序。用户可以在装配树中选取零部件,或者改变零部件之间的关系。在装配树结构中,装配体成员(零部件)的身份和关系用不同的图标表示。如 AIP 软件中用图标" "表示部件;图标" "则表示零件,有的零件图标为" "则表示该零件为固定零件。在某零件节点下面的" "、

“▪”和“△”等表示某零件与其他零件之间的插入、配合和角度等装配约束关系。本章以下内容针对 RFT 展开设计建模，完整的装配体模型中携带了浏览器中的装配树，以便于读者清晰查看完整的 RFT 装配模型中零部件层次和排序。

4.1.3　建立 RFT 项目

为了获得完成的安全轮胎装配体模型，作者(2005)在本书相关课题研究工作初期，曾对基于 15°深槽轮辋和无内胎子午线轮胎的内支撑装配关联设计方法做了探讨，构建了基于 22.5×9.00 轮辋和 12R22.5 无内胎子午线轮胎的内支撑模型。由于完整的 RFT 装配模型包括轮辋、轮胎和内支撑及其连接件，需要多个文件和多个文件类型。就内支撑零件本身而言，至少需要两种文件类型，即零件文件(*.ipt)和工程图文件(*.idw)；RFT 装配体则至少需要三种文件：部件文件(*.iam)、零件文件(*.ipt)和工程图文件(*.idw)。如果基于 RFT 装配体设计表达视图，以描述各个零件的装配关系或装配动画模拟，还需要表达视图文件(*.ipn)。

对于参数化建模系统而言，使用各种文件类型中的独立文件是非常重要的，而且也是很常见的。独立文件可以放置在不同的文件夹中，根据 AIP 设计规则，需要建立一个 RFT 项目文件，用于指定轮胎、轮辋、内支撑及连接件的搜索路径和存储位置。该项目文件具有 PDM 功能，它存储着组成 RFT 装配体各种文件的路径信息，当打开 RFT 装配时，AIP 自动搜索组成装配体所需要的各个零件，并于当前打开的部件中显示。打开工程图和表达视图文件也可保持这种自动关联。图 4-1 所示为 AIP 提供的这两种设计工作方案，可见，定义 AIP 项目是工作流程的第一步。

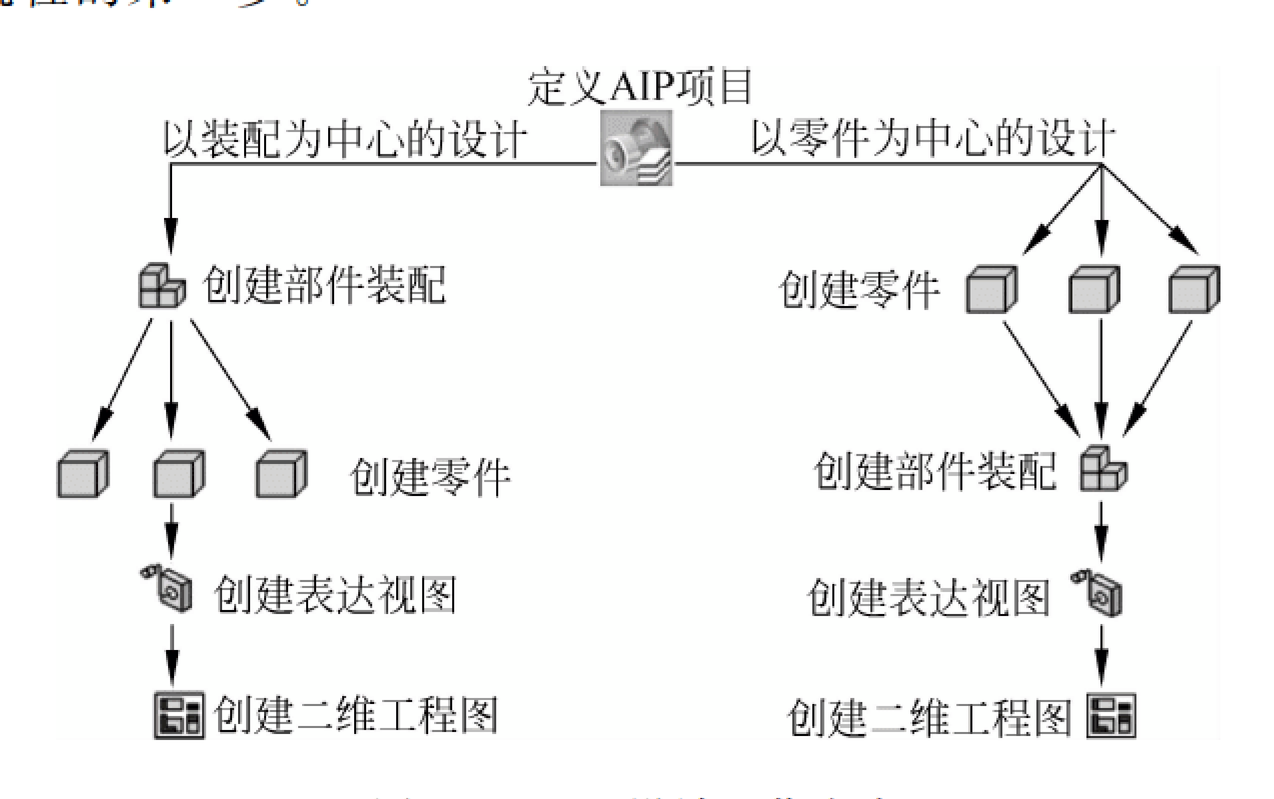


图 4-1　AIP 设计工作方案

根据设计任务不同，AIP 设计流程会有所不同，表现出很大的灵活性。以零件为中心的设计即为自下而上的设计，实际上这种设计模式的前提也是要对产品的总体布局和结构首先进行一个综合构思后，再进行各个零件的设计的。自下而上的设计方法建模不是基于装配，而是从单个零件开始，当各个零件设计完成时，再进行部件或整机的装配。以装配为中心的设计即为自上而下的设计，该模式显然是从装配开始的，在设计过程中始终可以把握产品整体性能和结构要求，它更符合设计者的设计思想，完全避免前者设计中可能出现的错误。为设计修改和系列化提供了基础条件和设计环境，更好地在设计全过程中集中于概念设计和整体设计，充分发挥创造性，提高设计效率。

4.1.4 RFT 建模流程

完整的 RFT 装配建模是个相当复杂的设计过程，在进行轮辋、轮胎和内支撑及其连接件结构设计建模时，需要从相关其他零件处获取新零件结构的尺寸、外形、装配关系等信息，如轮胎边缘必须与轮辋轮缘有关联，内支撑底部必须与轮辋槽相配合。通过 AIP 在位设计方式，可以建立精确的装配约束关系，保证 RFT 数字化模型在装配关联关系上的数据完整性和可靠性，确保不会在后续修改模型时被随意拆散。

RFT 设计建模重点是内支撑建模，内支撑属于创新设计的零件，以装配为中心的设计方式更加适合 RFT 内支撑的建模和修改。图 4-2 所示为基于 AIP 设计规则的 RFT 装配关联设计基本流程。该流程主要是采用了 AIP 的在位设计功能，整个 RFT 设计过程是在 AIP 装配环境下完成，通过装配约束、自动自适应、关联投影等手段实现轮辋、轮胎、内支撑以及连接件之间的装配关系。

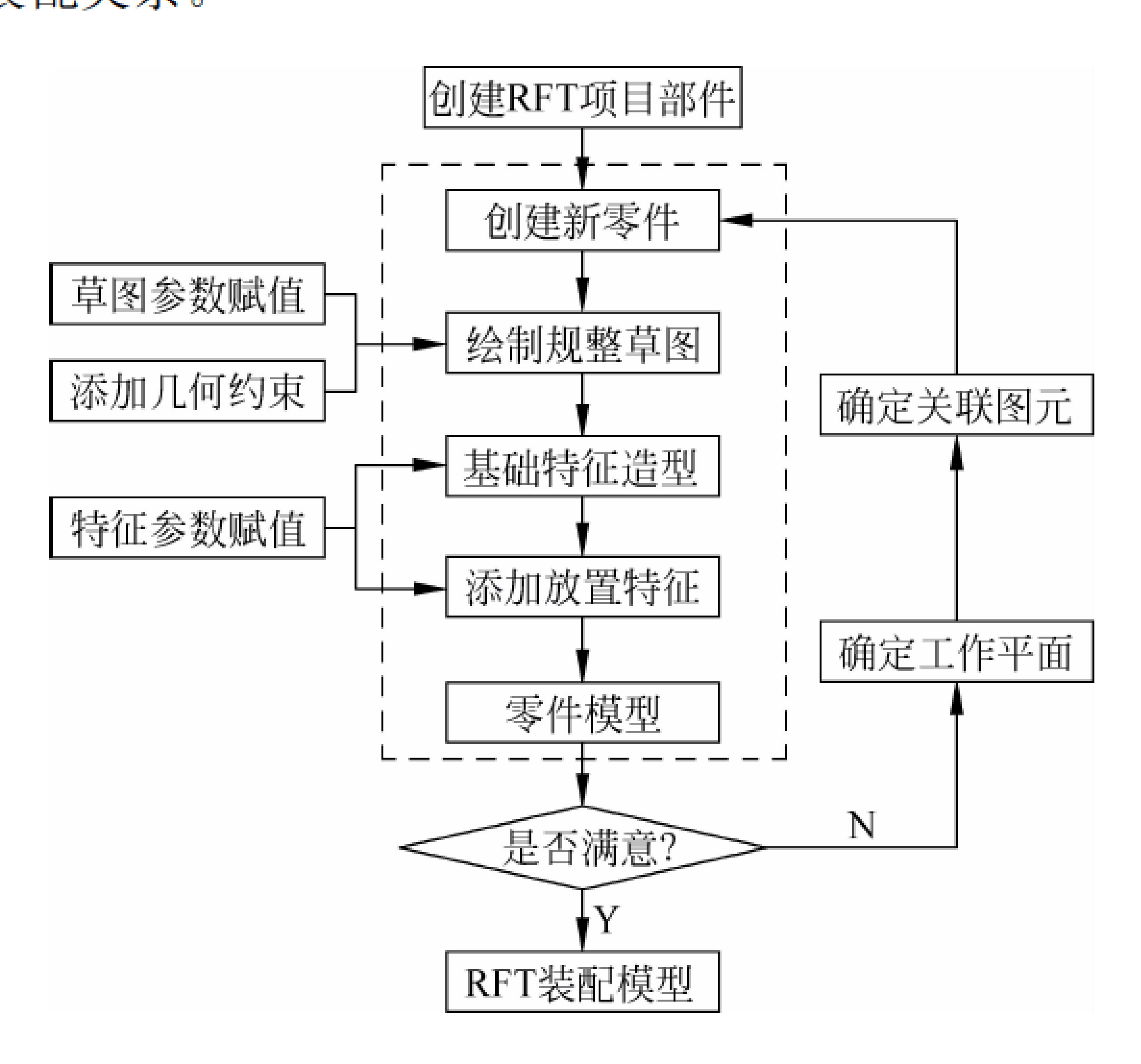


图 4-2 安全轮胎装配关联设计基本流程

4.2 轮辋参数化特征造型

4.2.1 标准轮辋断面曲线

轮辋作为 RFT 的基础零件，从三维造型的角度考虑，其几何模型是由一系列有特定形状和属性的几何实体构成的，这些几何实体具有特定的设计和制造意义，在三维建模领域称为特征。其中轮辋槽的特征尤为重要，因为轮辋槽是与内支撑直接发生接触的部位，关系到内支撑在轮胎内部的稳定性。

在内支撑断面参数 CAGD 求解时，已经确定了轮辋断面基础参数与内支撑参数之间的关联关系，在轮辋零件特征造型中，可以选择轮辋断面曲线所在的横断面作为基础草图。轮辋横断面基础草图的准确性决定了内支撑断面重要参数的准确性，因此轮辋断面基础草图要根据国家标准的相关规定，参考轮辋工程图纸，准确建立其横断面草图的尺寸大小和几何约束，如图 4-3 所示。

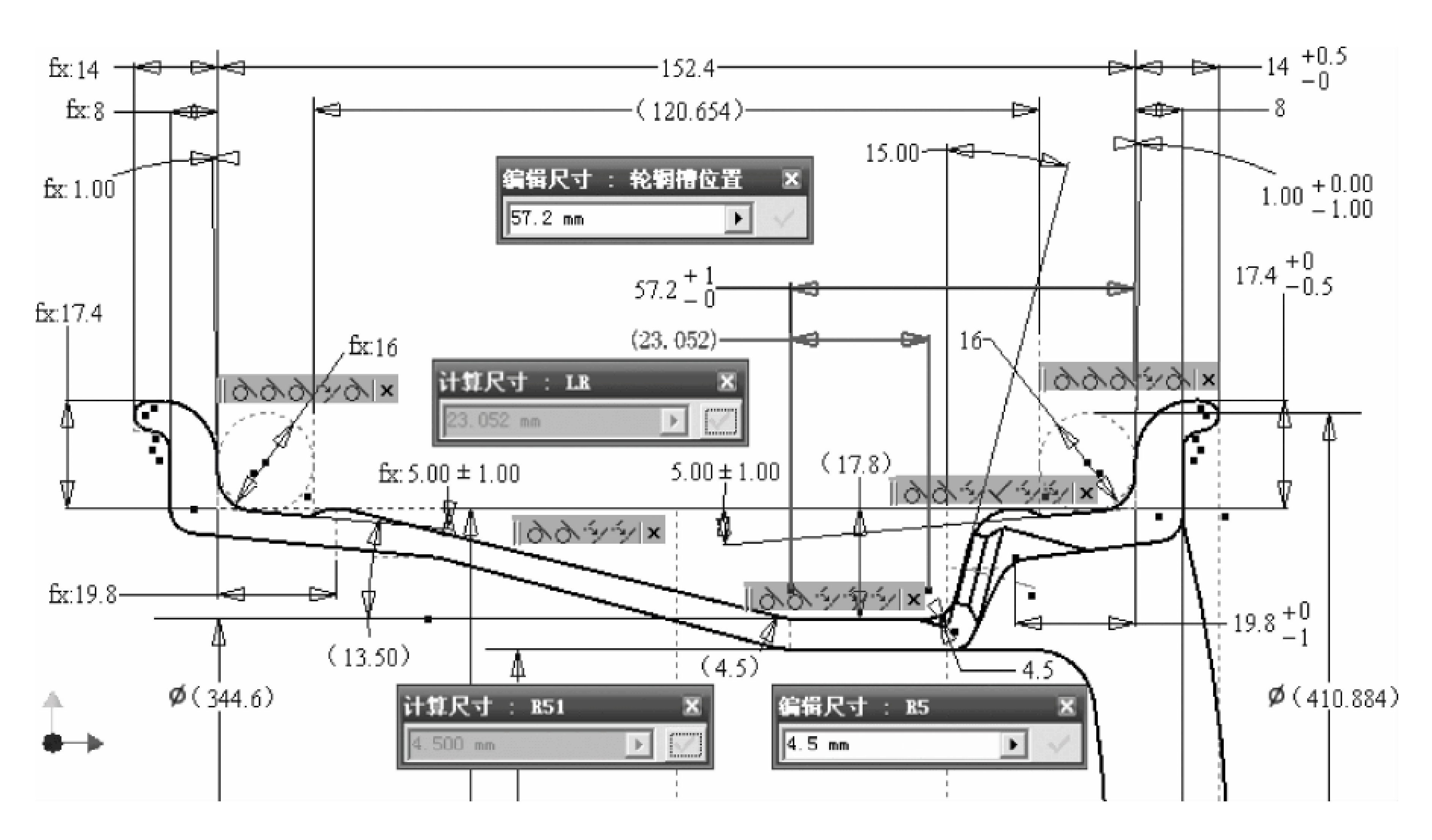


图 4-3 轮辋断面曲线尺寸参数和几何约束

内支撑断面草图尺寸是通过通用尺寸来标注的，以实现参数驱动图形变化，其中一些必要的尺寸关系可以直接在参数编辑框中输入公式，以确定图元之间的尺寸关系或角度关系。图 4-3 中编辑尺寸框是利用通用尺寸标注给轮辋槽相关图元赋值。若达到草图准确，还需要建立正确的几何约束，以确定图元之间的位置关系。图 4-3 中显示了轮辋槽重要图元的几何约束，主要包括相切、平行、垂直、重合等。

4.2.2 轮辋断面参数化草图

在内支撑断面 CAGD 求解时，仅仅确定了内支撑高度和顶部宽度尺寸范围，实际轮辋中还有许多参数需要进一步精确求解计算。在普通车轮中，轮辋槽与其他零部件都不接触，轮辋工程图纸中轮辋槽部分图元为自由尺寸，其精确值范围(包括上下偏差)需要在草图设计中求解计算。图 4-4 所示为 6J×15 标准轮辋的横断面基础草图。

表 4-1 列出了 6J×15 轮辋横断面轮廓的部分尺寸，其中圆括号“()”中的尺寸在轮辋图纸中标注为参考尺寸，没有尺寸偏差值，方括号“[ ]”中的尺寸是图纸中标注的尺寸取值范围，没有数据或不需要计算的参数用“—”表示，表中的代号如图 3-4 所示。

表 4-1 6J×15 轮辋横断基本尺寸 mm

代 号	国标尺寸	图纸尺寸	图纸尺寸公差上，下	计算尺寸	计算尺寸公差上，下
A_R	152±1.5	(152.4)	—	152.4	+0.846，+0.146
B_R	≥11	14	+0.5，0	—	—
G_R	17.5±0.8	17.4	0，−0.5	—	—
D_R	380.2±0.4	(380.2)	—	380.2	+0.326，−0.334
M_R	≤43.5	—	—	34.1	+0.048，0
L_R	≥22	[22min]	—	23.1	+0.052，−0.048
M_R+L_R	—	57.2	+1，0	—	—
H_R	≥17.3	[17.3min]	—	17.8	+0.113，−0.067
α_R	≥10°	15°	+1°，0	—	—
R_{5R}	≤6.5	4.5	+0.5，0	—	—
R_{3R}	≤6.5	6	+0.5，0	—	—

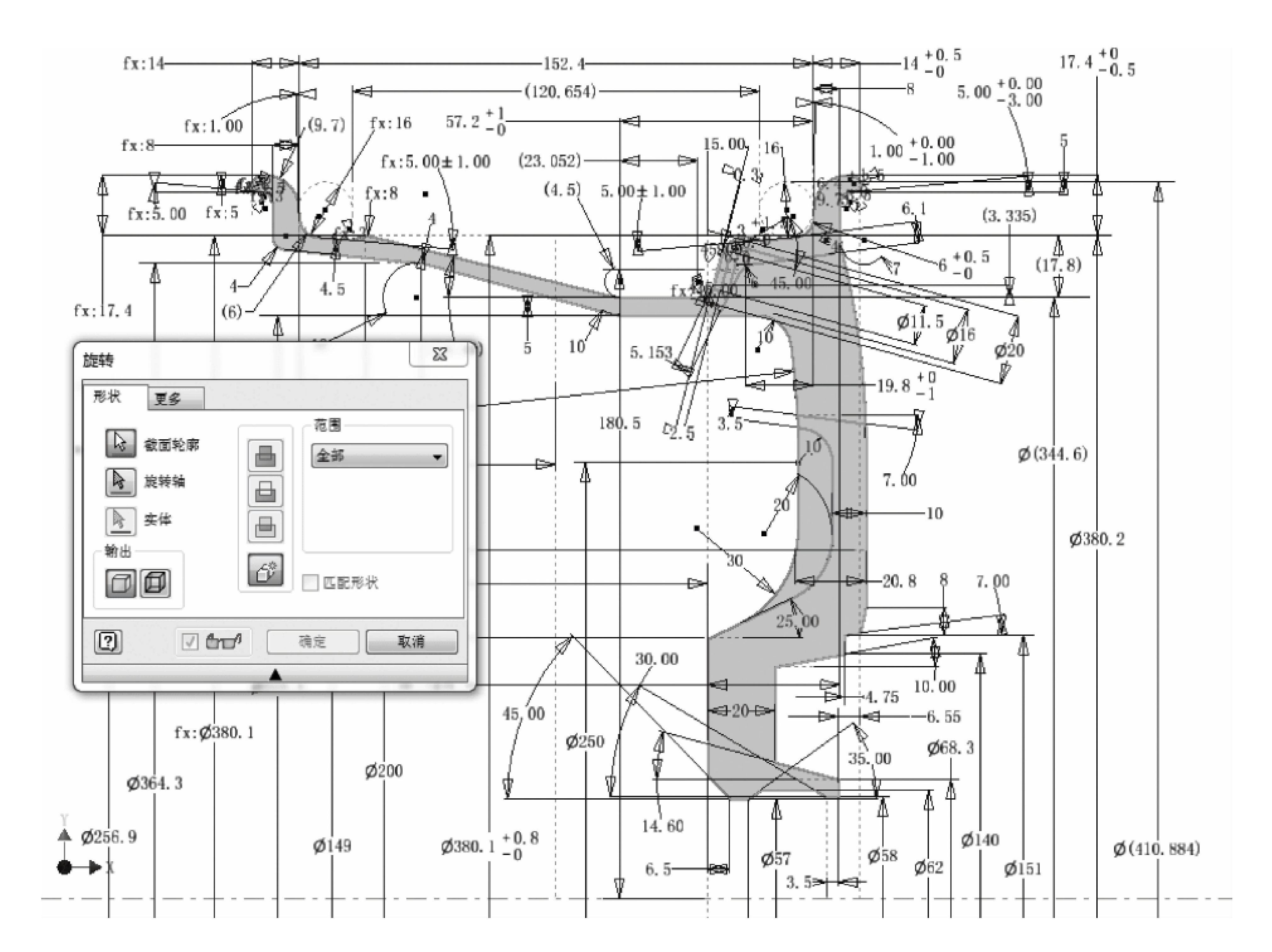


图 4-4 6J×15 标准轮辋的横断面基础草图

根据国标规定的尺寸和图纸尺寸完全可以确定唯一的轮辋草图形状，但是内支撑安装的位置在轮辋槽，而轮辋槽的相关尺寸在国标和图纸中多为尺寸范围或自由尺寸(没标注尺寸)，有的国标中也没有对应的符号规定，只能通过尺寸关联关系获得其计算值。如表 4-1 中的 M_R、L_R、H_R 等给定的是尺寸范围，还有最为关键的一个参数是轮辋槽断面大倾角的角度。该角度所在图元形成的圆锥面决定了内支撑定位的准确性，直接影响内支撑在轮辋槽内安装的稳定性和可靠性。本设计中经过精确计算得到该轮辋槽大倾角角度在 166.28°～166.65°之间。

4.2.3 完整的轮辋特征造型

利用旋转操作使轮辋断面轮廓封闭区域(见图 4-4)绕轮辋中心轴线旋转 360°完成轮辋主体的特征造型。中心线与原始坐标系的 X 轴重合，以便于后续设计和内支撑有限元分析中的载荷定位。因为草图中已经把轮辋孔和气门嘴孔的草图及位置确定下来，因此共享此草图选择相应区域完成轮辋孔和气门嘴孔特征。在添加一些圆角等放置特征后，得到具备完整几何特征信息的轮辋三维数字化模型。图 4-5 所示是标准 6J×15 轮辋三维特征模型。其中，浏览器显示了 RFT 装配体的特征树，轮辋是 RFT 装配体的第一个零件，并且系统自动施加了固定约束使其作为轮胎装配和内支撑关联设计的参考基础。

在轮辋零件展开的特征树中，除了轮辋几何特征外，还包含了必要的定位基准和工作平面。另外还显示出两个原始坐标系，一个是 RFT 装配体部件的坐标系，一个是轮辋零件的坐标系，分别位于不同层次。在轮辋断面基础草图中投影了零件系统原始坐标系的原点(0，0，0)作草图中心位置，所以轮辋中心轴线与零件系统原始坐标系的 X 轴重合。轮辋零件系

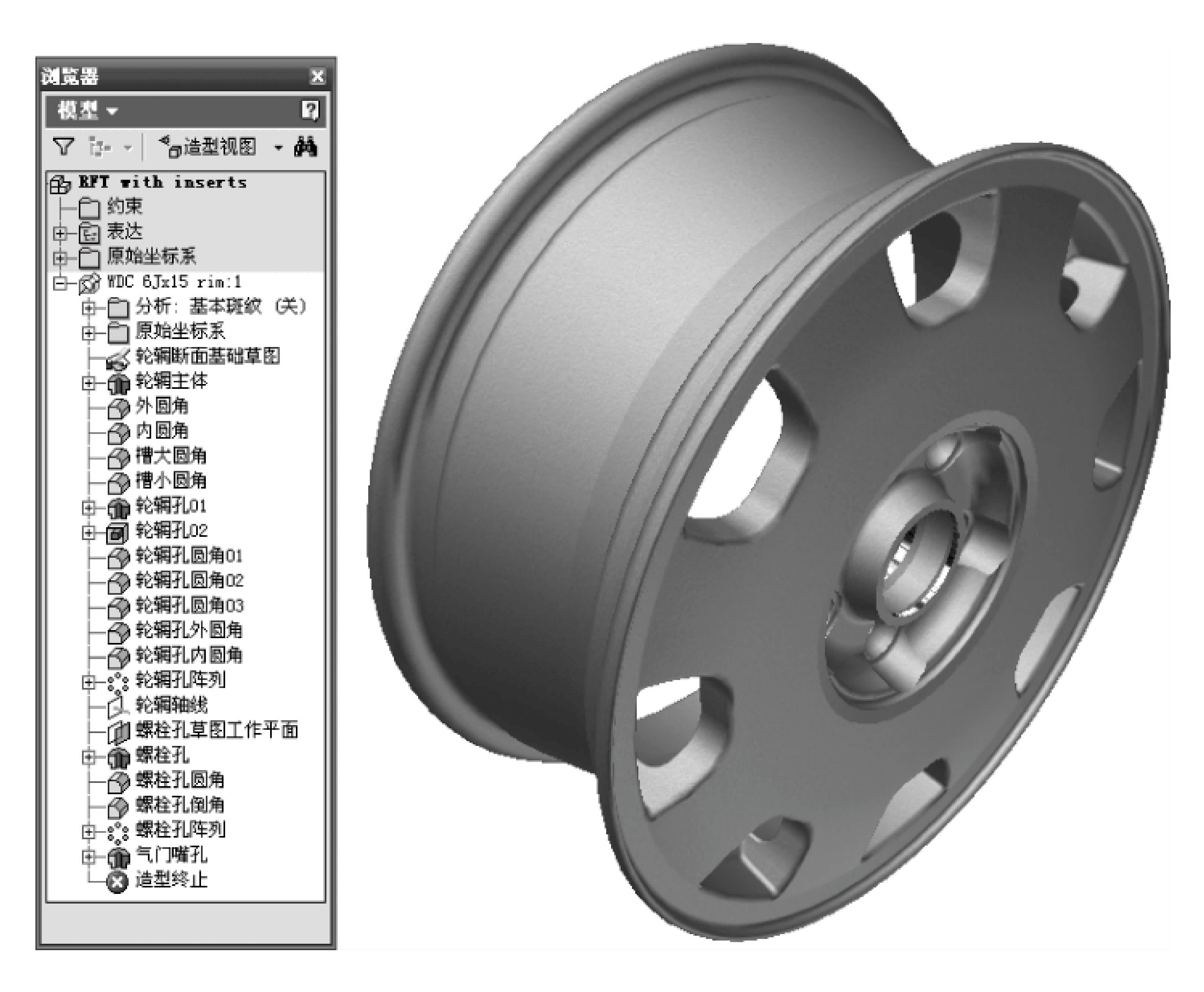


图 4-5 标准 6J×15 轮辋三维特征模型

统原始坐标系与 RFT 装配体部件坐标系原点重合，坐标轴方向一致，以方便后续设计中图元投影和尺寸定位。

4.3 轮胎参数化特征造型

4.3.1 轮胎平衡轮廓曲线

从几何造型的角度考虑，标准轮胎是一个回转对称零件。因此轮胎的特征造型可以首先选择去除花纹沟的轮胎横断面轮廓作为基础草图，通过旋转特征完成基础特征造型。然后基于轮胎基础特征实体通过添加放置特征方式完成花纹造型。根据国标 GB/T 2978—2008《轿车轮胎规格、尺寸、气压与负荷》的相关规定，基于标准 6J 轮辋采用在位设计的方式创建 205/60R15 轮胎。

在位设计是部件装配环境提供的一种实现装配关联设计的重要功能。通过在位设计可以实现跨零件投影以获得零件间相关图元的自动装配关系，并自动建立自适关联机制。当轮辋的几何尺寸或轮辋型号发生变化时，装配在轮辋上的轮胎会自动跟随调整尺寸，进而为基于标准轮辋和轮胎的内支撑尺寸自动修改打下基础，实现装配关系级别的驱动效果。轮胎基础草图的工作平面选择轮辋原始坐标系的 *XY* 平面作为工作平面，并在该平面创建标准 205/60R15 轮胎零件，如图 4-6 所示。

轮胎与轮辋装配位置（胎唇与轮缘）关联图元可以通过投影几何图元找到轮胎设计基准，从而自动建立装配级别的关联关系，即达到关系式(3-1)的尺寸相等的要求。轮胎轮廓直接影响轮胎内部空间大小，决定轮胎轮廓准确与否的关键是带束层中线平衡轮廓。根据轮胎型号查阅相关轮胎标准，按照第 3 章所述轮胎轮廓设计方法和原则，结合实际轮胎测绘，确定轮胎带束层中线的平衡轮廓参考曲线如图 4-7 所示。平衡轮廓是内支撑轮廓尺寸确定的基础。

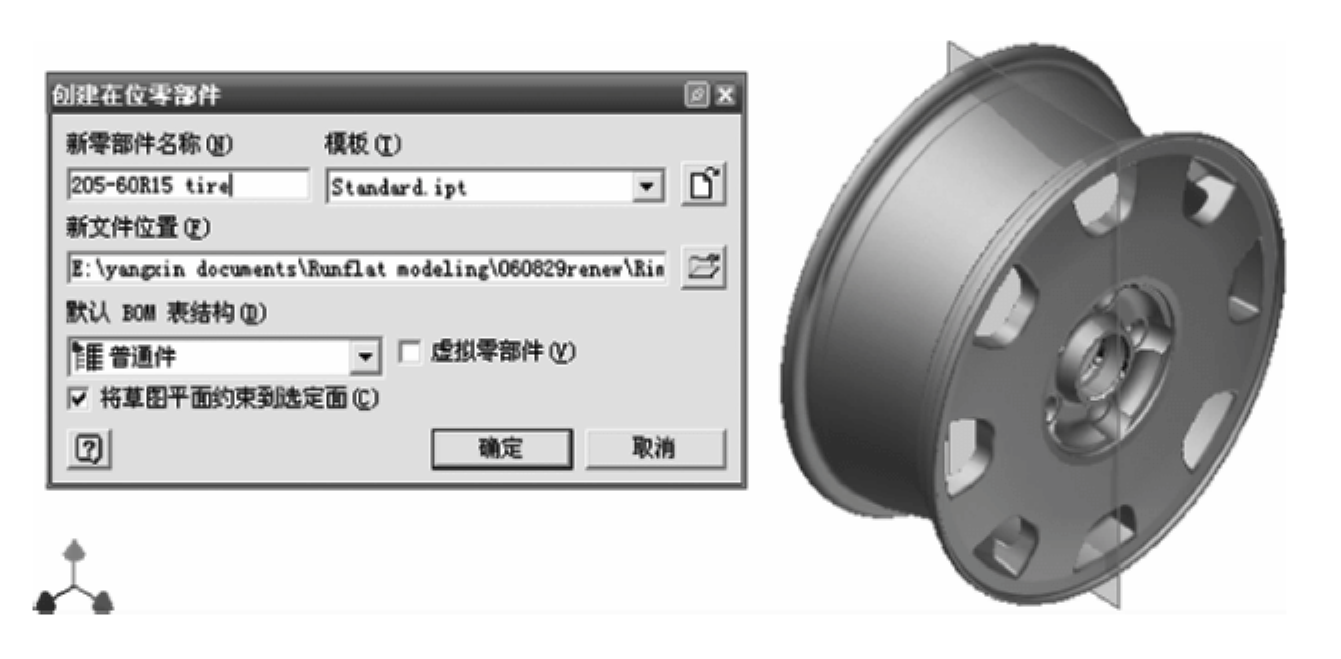


图 4-6 基于轮辋在位设计轮胎

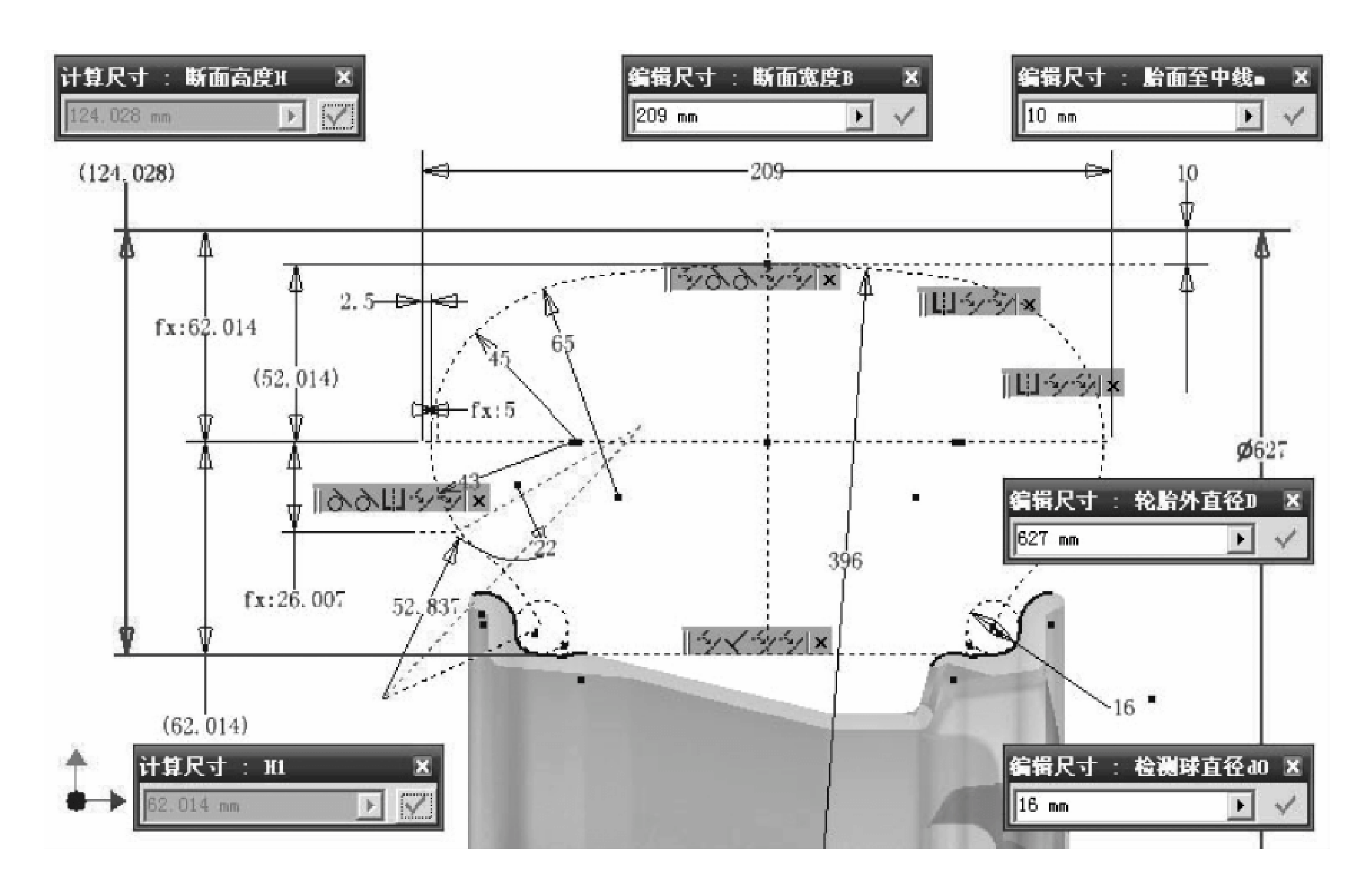


图 4-7 轮胎带束层中线平衡轮廓

4.3.2 轮胎断面参数化草图

在带束层中线平衡轮廓参考曲线的基础上，创建完整的轮胎断面轮廓草图，并添加必要的几何约束和尺寸关联关系。表 4-2 列出了轮胎断面轮廓的部分重要尺寸参数，表中代号见图 3-5、图 3-8 和图 3-11。

表 4-2 205/60R15 轮胎横断基本尺寸 mm

代号	国标尺寸	测绘尺寸	计算尺寸	计算尺寸范围
B_T	209	209±2.5	—	—
D_T	627	627+3	—	—
H_T	—	—	124	+1.248，−0.095
H_{T1}	—	—	62	+0.584，−0.048
t_1	—	15.5±0.5	—	—
t_3	—	5.5±0.5	—	—
J_T	—	—	52	+0.664，−0.017

图 4-8 所示为约束完整的轮胎断面基础草图，该草图围绕轮辋轴线的投影线（与轮辋零件原始坐标系和 RFT 装配体部件坐标系的 X 轴重合）旋转一周，即完成轮胎主体的特征造型。轮胎主要是为内支撑设计提供直接的模型基准，其轮廓线的准确性是最为关心的目标，而对轮胎内部帘布钢丝结构等没有必要进行计算和详细设计。

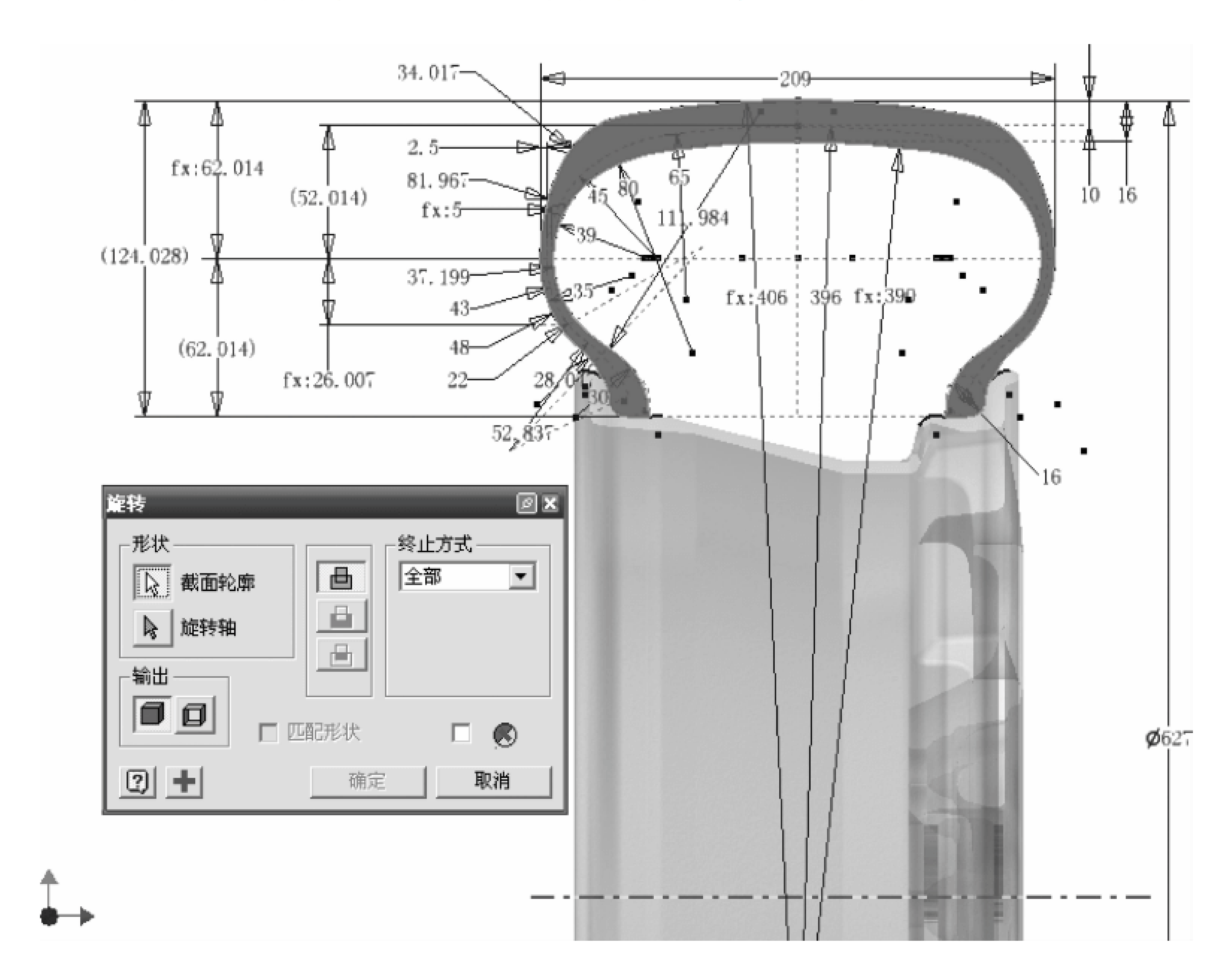
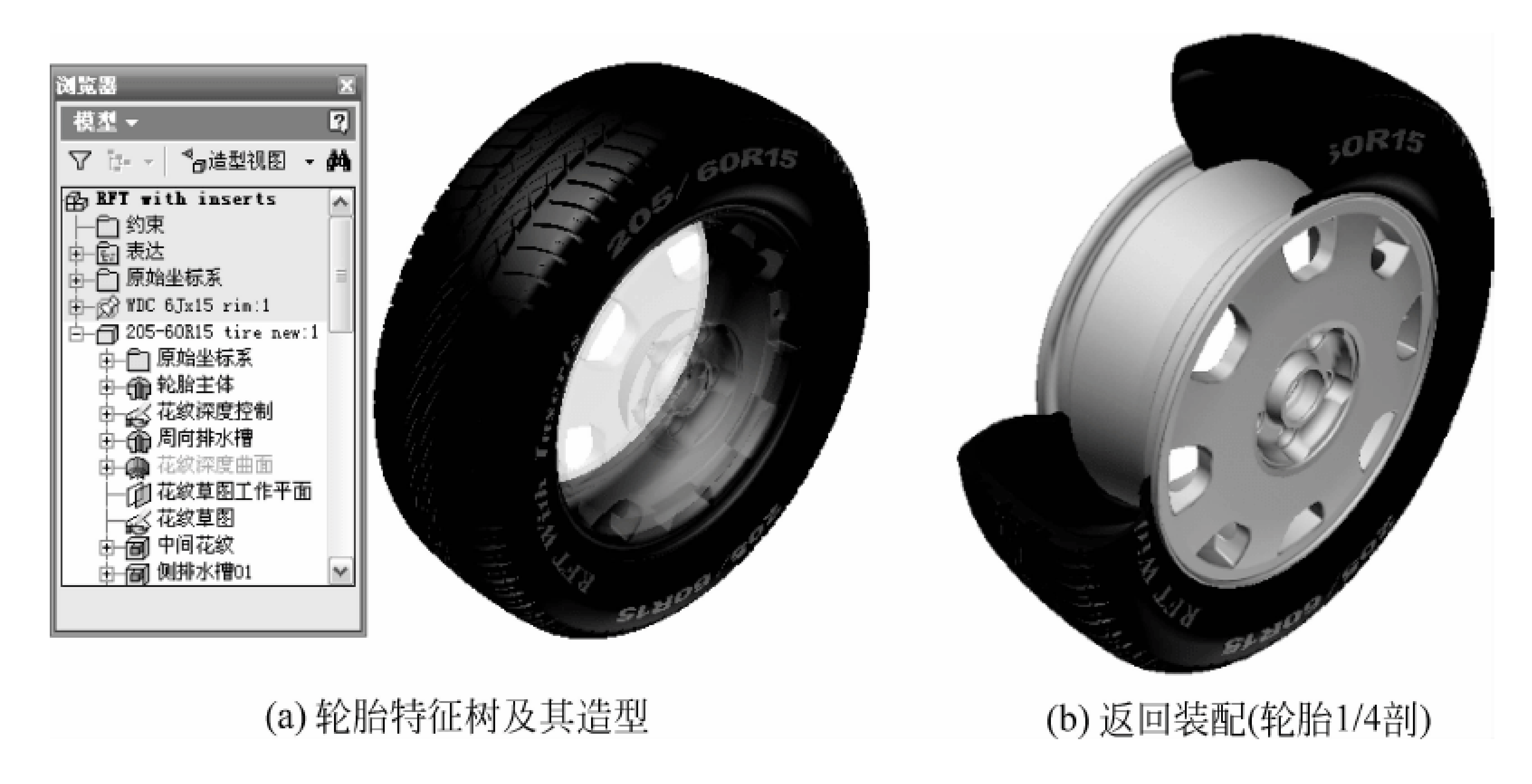


图 4-8　轮胎断面轮廓基础草图

4.3.3　完整的轮胎特征造型

基于轮胎主体可以进行胎面花纹设计。胎面花纹发挥着传递牵引力、制动力和转向力的基本功能，在充气轮胎设计中有详尽的性能要求，如附着性好、耐磨性好、滚动阻力小、振动噪声小、自洁性好等，对其结构尺寸和花纹块大小等也有具体的参数要求。轮胎设计完成之后，即可完成编辑，返回 RFT 装配环境中。轮胎部分特征树和轮辋与轮胎的装配体如图 4-9 所示，其中装配体的轮胎为去除 1/4 部分的剖视图。



(a) 轮胎特征树及其造型　　(b) 返回装配(轮胎1/4剖)

图 4-9　205/60R15 轮胎三维模型

为更好地发挥花纹在轮胎常压行走中的功能，许多仿生设计思想大多是针对花纹结构展开的。本设计是为内支撑设计提供模型准备，对所使用的标准轮胎花纹结构仅进行了测绘造型，以获得较准确的轮胎重量，为计算内支撑车轮转动惯量的影响提供数据。另外也起到一定的修饰作用。因为轮胎花纹对内支撑尺寸参数没有关联关系，后续设计中将抑制花纹特征（或暂时删除），提高参数求解和尺寸调整时系统的运行速度。

4.4 内支撑在位设计

4.4.1 内支撑断面草图

4.3 节中建立的标准轮辋和轮胎的装配体，为内支撑设计提供了设计基础，可以继续基于虚拟装配体在位设计内支撑。因为内支撑是一个环形部件，可以选择通过圆环直径的一个横断面作为基础草图，选择装配体原始坐标的 XY 平面作为内支撑断面基础草图工作平面，利用关系式(3-1)和式(3-20)建立内支撑与轮辋和轮胎的参数关联关系。由于采用在位设计方式，很多关系式可以自动建立，并保持自适应关系。图 4-10 所示为基于 6J×15 轮辋和 205/60R15 轮胎的内支撑断面草图。

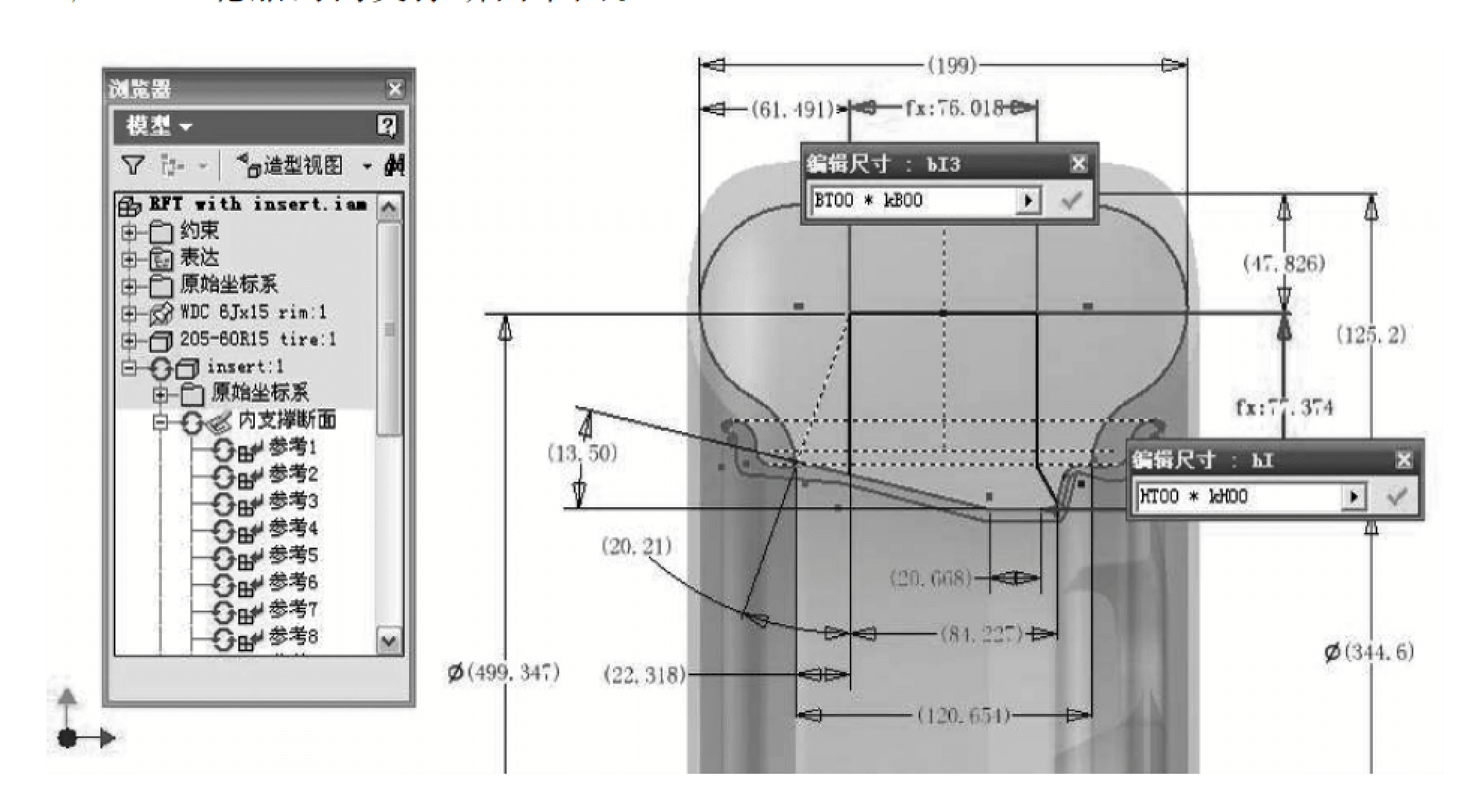


图 4-10 基于 6J×15 轮辋和 205/60R15 轮胎的内支撑断面草图

图 4-10 中的模型浏览器显示了内支撑自适应标记（圆形双箭头），其中的参考 1、参考 2 等是内支撑基础草图所参考的轮辋和轮胎的投影轮廓。图中标注了部分计算尺寸，其中两个对话框为取式(3-47)的黄金分割系数 k_h 和 k_w 反求内支撑高度和宽度。系数 k_h 和 k_w 是作为用户参数输入的。

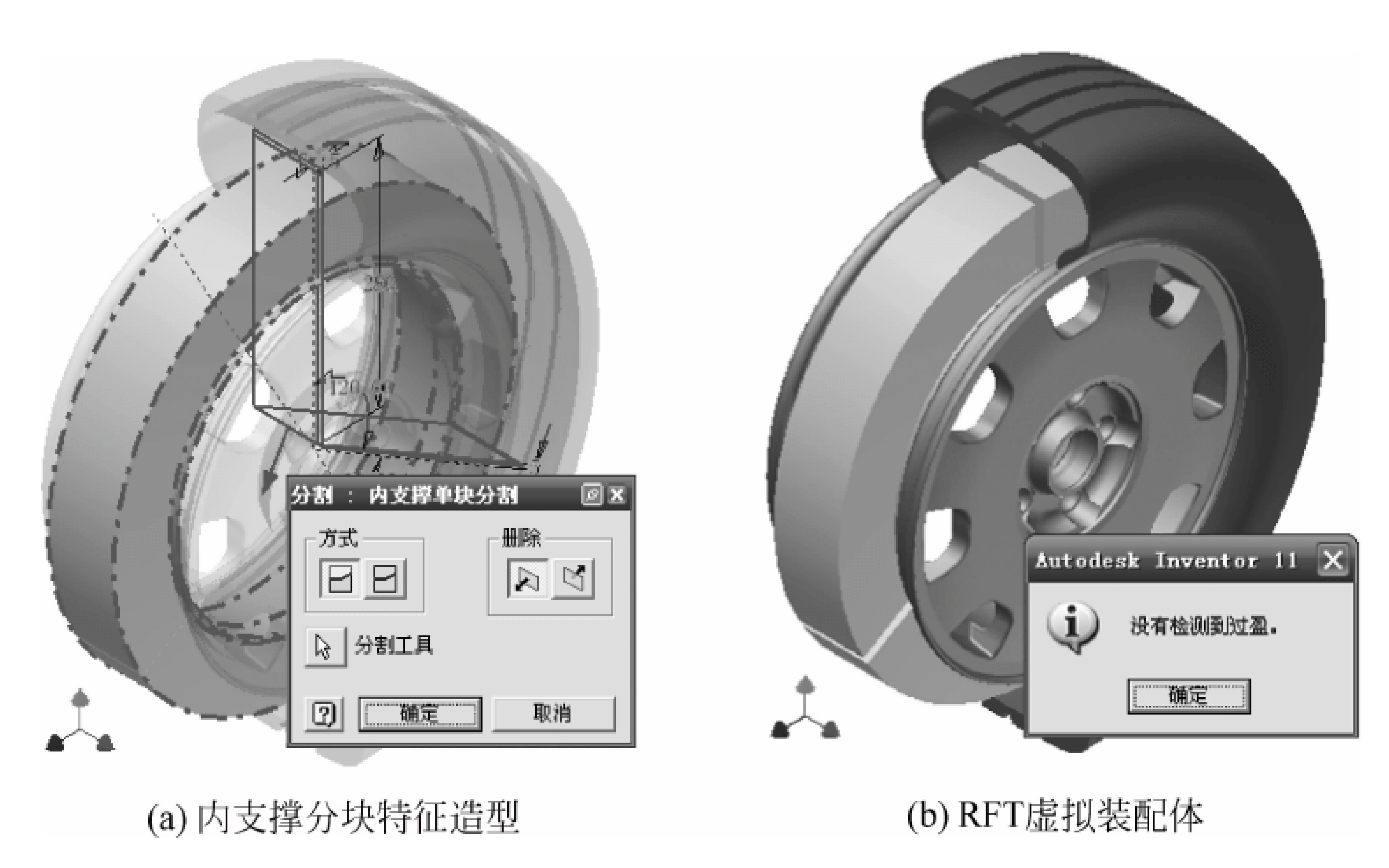
图 4-11 所示为内支撑草图图形数据库参数记录，可以看出模型参数仅为内支撑的高度和宽度，且采用计算公式引用用户参数 k_h 和 k_w（即图中 kH00 和 kB00），大部分参考参数是自动计算尺寸。因为提前进行了 CAGD 求解，所以内支撑参数可以直接使用求解结果。若没有 CAGD 预求解计算过程，也可以直接根据第 3 章所述参数选择计算依据，直接在关联设计中求解并实施设计。

参数名称	单位	等式	公称值	公差	模型数值	输出参数	备注
模型参数							
bI3	mm	BT00 * kB00	76.018000		76.018000		内支撑宽度
hI	mm	HT00 * kH00	77.373600		77.373600		内支撑高度
参考参数							
bI2	mm	84.227 mm	84.227442		84.227442		基部总宽
BT00	mm	199.000 mm	199.000000		199.000000		BT-2*t3
d11	mm	120.654 mm	120.653864		120.653864		AR-2*KT
d9	mm	344.600 mm	344.600000		344.600000		DR-HR
HT00	mm	125.200 mm	125.200000		125.200000		HT+HR-t1
X1	mm	22.318 mm	22.317932		22.317932		基部横向空间余量(单)
X2	mm	61.491 mm	61.491000		61.491000		横向空间余量(单)
用户参数							
kB00	ul	0.382 ul	0.382000		0.382000		黄金分割宽度系数
kH00	ul	0.618 ul	0.618000		0.618000		黄金分割高度系数

图 4-11　内支撑断面图形数据库参数记录

4.4.2　内支撑分体设计

由黄金分割系数计算得到的内支撑高度和宽度是带有小数位的精确结果，可以微调用户参数获得新的计算结果，也可以直接以图元为依据重新构建内支横轮廓。根据内支撑高度和宽度参数微调原则，结合机械设计的普遍常识，将内支撑高度向偏小调整，宽度向偏大调整，并圆整为整数，然后将内支撑草图轮廓实施旋转特征造型。根据内支撑分体原则，采用三块式结构，分块之间为 10mm 的间隙，以保证锁紧余量。图 4-12 所示为内支撑分割单块和单块阵列后的 RFT 装配体，干涉检查显示装配没有过盈。



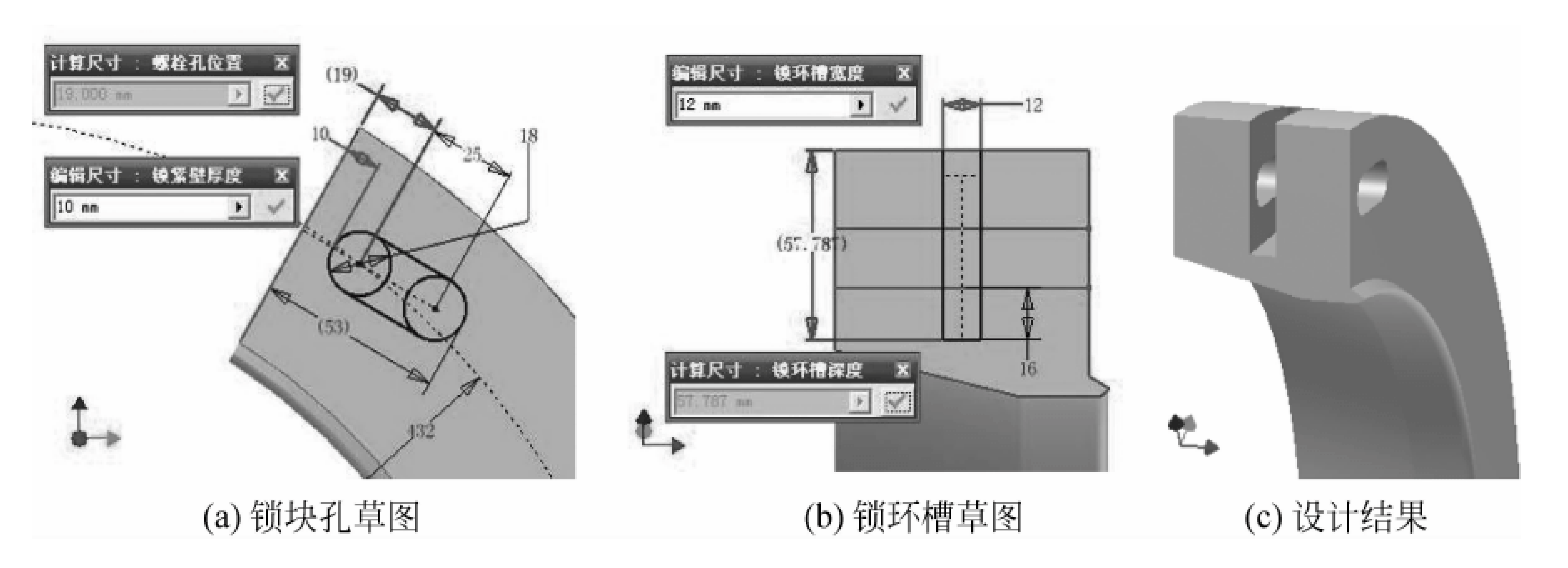
(a) 内支撑分块特征造型　　(b) RFT虚拟装配体

图 4-12　内支撑分块设计与 RFT 装配体模型

4.4.3　装卡槽结构设计

根据 3.5 节对内支撑分体装卡原理的分析，考虑试验样品试制加工的条件和方便性，采用对接式结构，并用锁紧零件携带斜面进行锁紧。图 4-13 为锁块孔端部设计的草图和结果。其中结构尺寸是根据实体大小暂时给定的驱动尺寸。

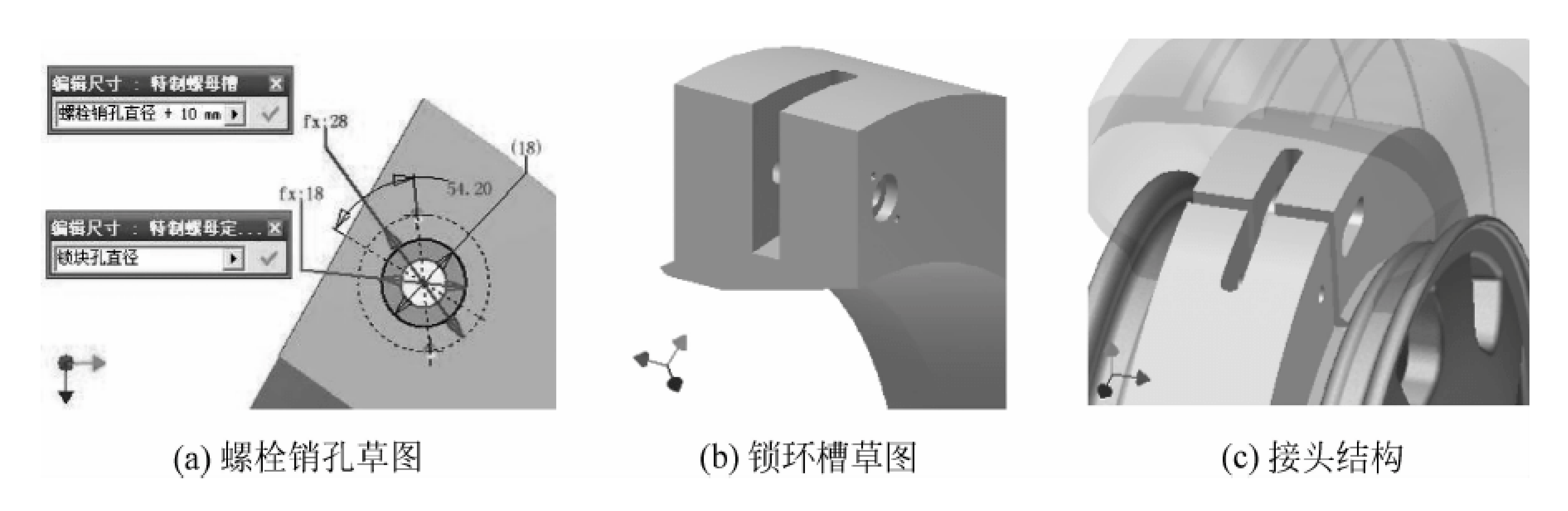
螺栓销孔相对于端面的位置与锁块孔位置相同，可以直接引用位置尺寸建立相等参数约束。因考虑在轮胎内部实施锁紧操作，设计特制螺母，在内支撑放入轮胎内之前预先固定。该端锁环槽通过镜像锁块孔端的锁环槽以保持尺寸一致。图 4-14 所示为螺栓销孔端



(a) 锁块孔草图　(b) 锁环槽草图　(c) 设计结果

图 4-13　锁块孔端部结构设计

部结构设计和返回装配环境的内支撑接头结构。端部孔槽大小有待螺栓计算校核后最终确认,孔槽位置也有待通过后续有限元分析逐步优化确认。



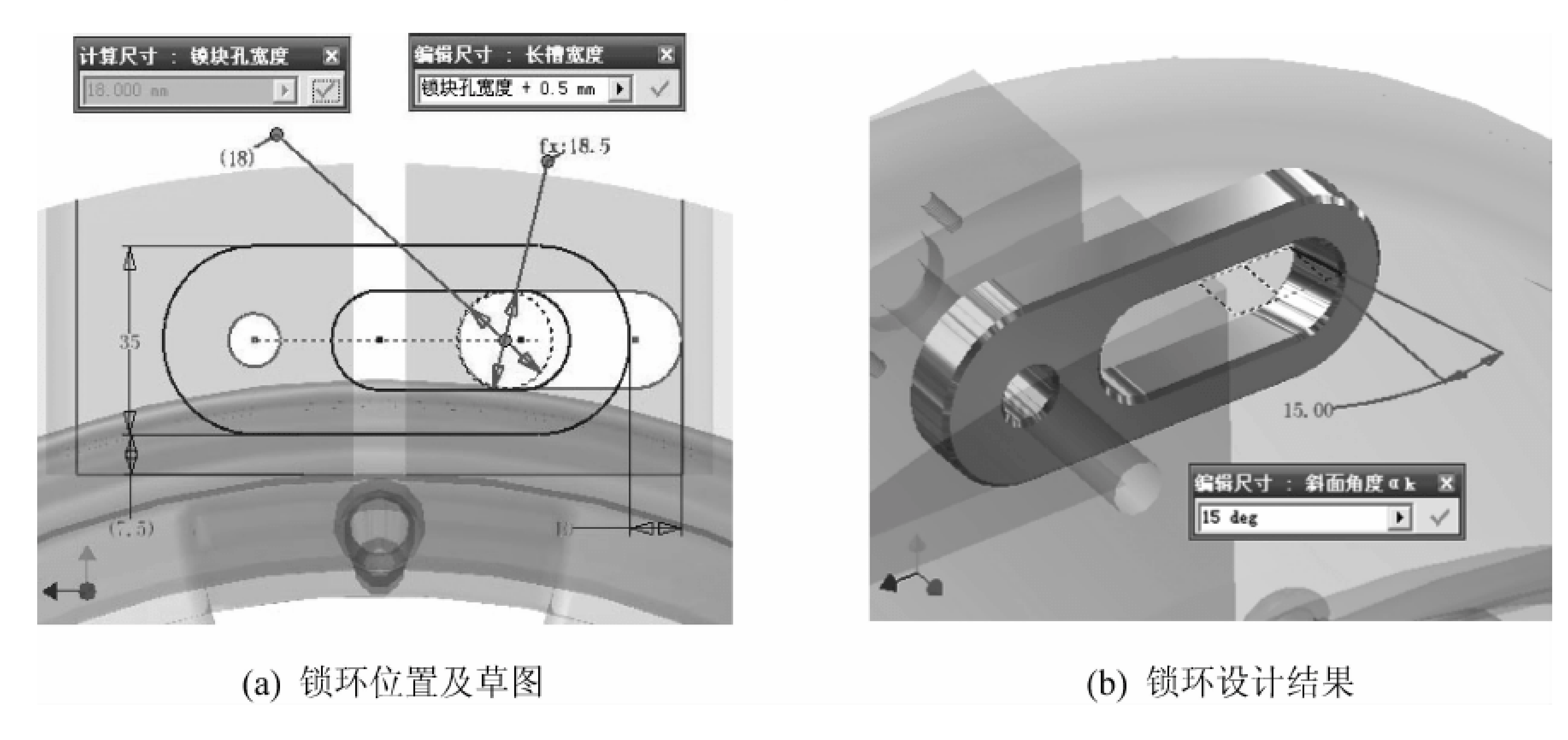
(a) 螺栓销孔草图　(b) 锁环槽草图　(c) 接头结构

图 4-14　螺栓销孔端部设计和接头结构

4.5　装卡锁紧零件设计

4.5.1　连接零件在位设计

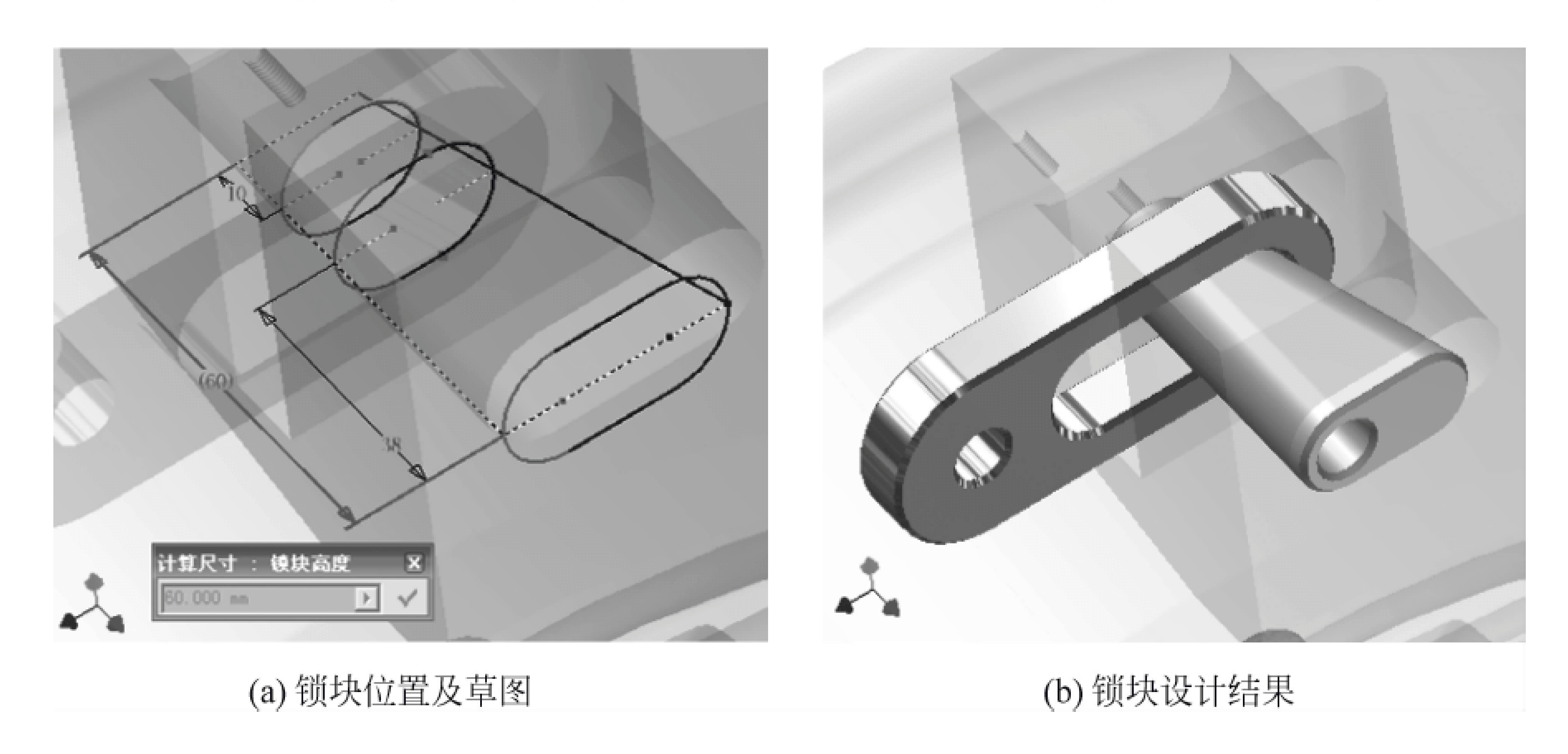
除标准件外的连接零件包括锁环、锁块和特制螺母,同样采用基于装配体在位设计方法。根据 3.5 节关于斜面的装卡锁紧原理,初选斜面的角度 α_k 为 15°,首先进行锁环设计,如图 4-15 所示是锁环草图尺寸与设计结果,其中长槽尺寸引用了锁块孔尺寸且附加余量,以利于锁块插入调整,斜面设置在长槽的锁块孔一端。



(a) 锁环位置及草图　(b) 锁环设计结果

图 4-15　锁环在位设计

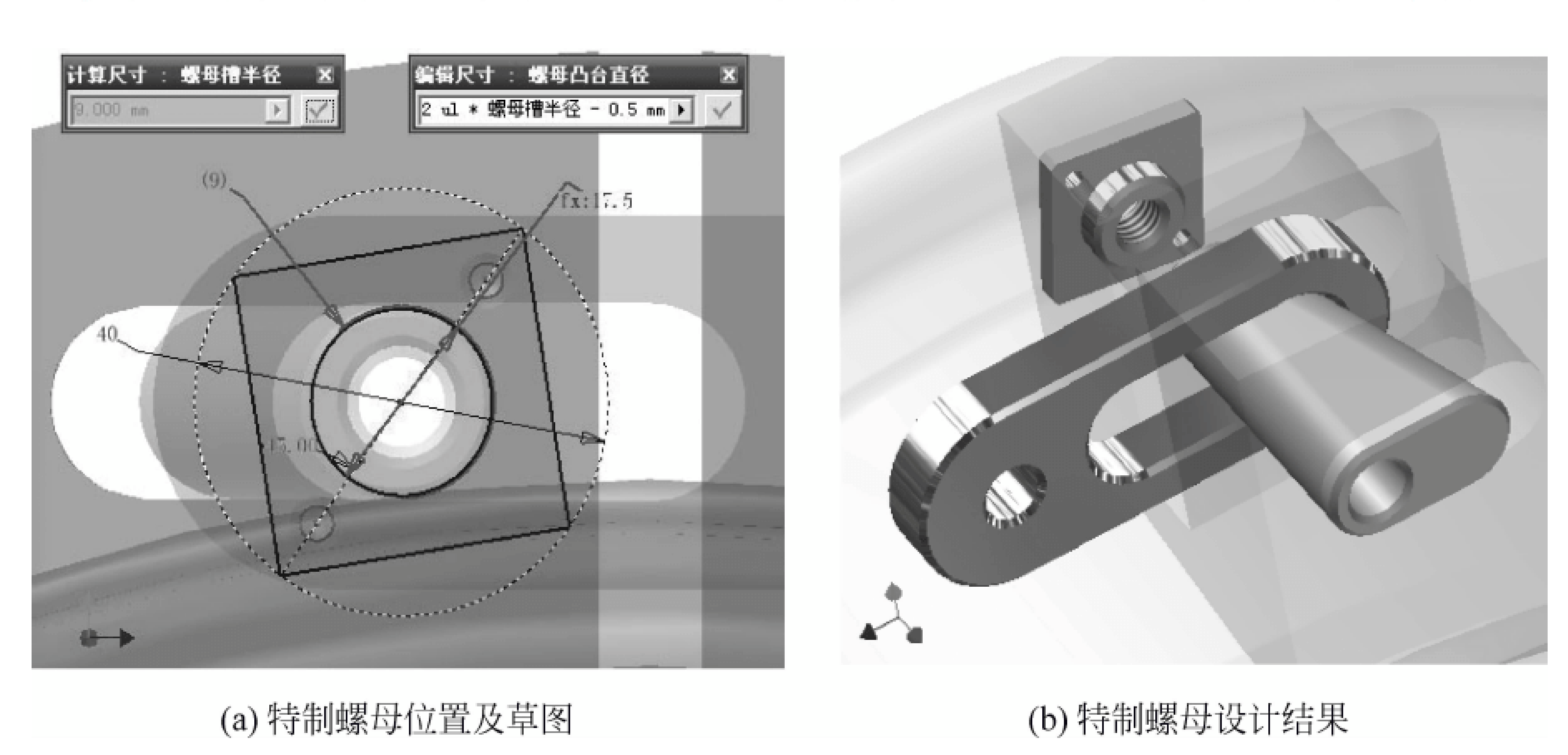
锁块与锁环斜面形成配合面，所以基于锁环装配锁块，并保证其在内支撑的锁块内有足够的调整间隙。因此使用跨零件投影技术建立锁块与内支撑锁块孔的关联关系。图 4-16 是锁块草图和设计结果，其中斜面角度利用三个草图进行放样实现与锁环配合。



(a) 锁块位置及草图　　(b) 锁块设计结果

图 4-16　锁块在位设计

特制螺母是为了能够实施锁紧操作而设计的，如图 4-17 所示为特制螺母的草图和设计结果。其中螺母帽的两个通孔用于提前固定，而螺母凸台直径要比内支撑上的螺母槽直径小一些，使在锁紧操作中螺母随同螺栓可以稍有移动，保证螺栓和斜面的受力平衡。



(a) 特制螺母位置及草图　　(b) 特制螺母设计结果

图 4-17　特制螺母在位设计

4.5.2　原轮辋和轮胎附加质量

RFT 虚拟装配体中各个零部件的材料、质量等物理属性信息在默认情况下都是密度为 1.0 的属性（相当于水的密度）。螺栓校核中的力学计算和后续有限元分析时都需要模型的物理属性，如质量、密度等，因此需要对相应零件的物理属性进行设置。其中内支撑的物理属性十分重要，不同的内支撑材料其密度和质量等各不相同。这里暂时选择系统已有的工程塑料材料尼龙 66(PA66)作为内支撑的材料，查看其物理属性信息，如图 4-18 所示，可知内支撑单体质量为 2.616kg。

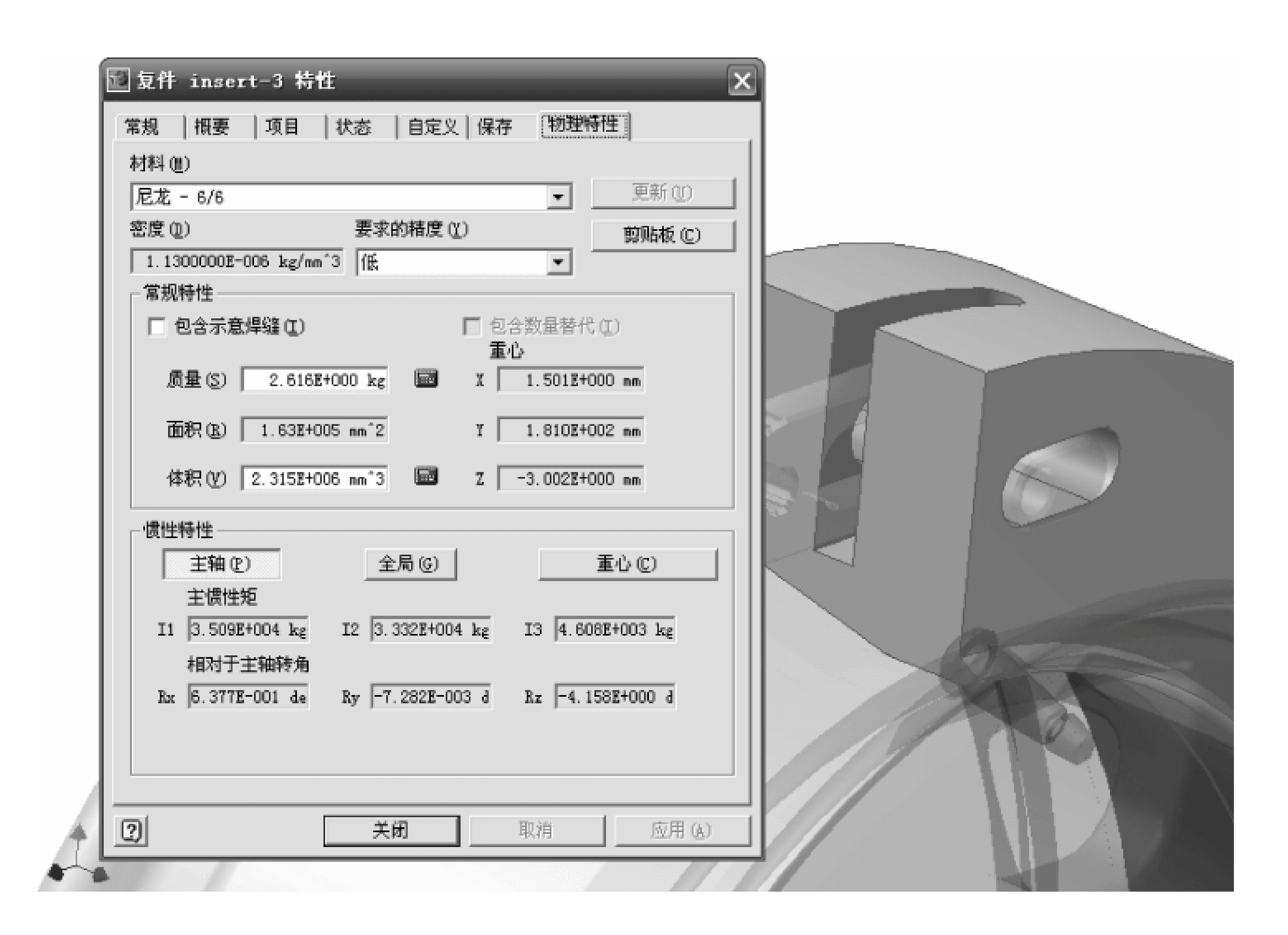


图 4-18　内支撑单体的物理属性信息

通过同样的方式，对锁环、锁块、特制螺母的物理属性信息也可以进行设置和查询。这些零件的质量之和就是原有标准轮辋和轮胎的附加质量。经查询计算，连接件为铝合金材料时，装配齐全连接件(3 个锁环、3 个锁块和 6 个特制螺母)后所有零部件质量之和为 8.438kg(不包括标准件)。

4.5.3　螺栓选择与校核计算

上述连接零件的在位设计中，预先设置了螺栓孔，也就决定了螺栓型号。可以直接在 AIP 的资源中心选择合适的 GB 标准螺栓和垫片进行装配。但螺栓选择需要满足锁紧力的要求，提前准备的螺栓孔是否可行，需要通过校核计算才能最后确认。AIP 提供的螺栓连接生成器是采用基于标准的自动方式来设计螺栓连接的，可以进行螺栓直径设计、螺栓材料设计、螺栓数设计和螺栓校核计算。

无论是螺栓校核还是螺栓直径设计，都需要计算螺栓预紧力，表 4-3 所示根据 2.5 节和 3.5 节相关公式计算得到的车辆所列速度下对应不同斜面角度 α_k 的螺栓预紧力(轴向力)计算值。

表 4-3　不同车辆速度和斜面角度螺栓预紧力　N

车辆速度/(km/h)	斜面的角度 α_k				
	15°	10°	8°	5°	3°
60	982.134	646.304	515.135	320.679	192.094
80	1749.103	1151.017	917.414	571.103	342.104
100	2735.206	1799.933	1434.631	893.078	534.975
120	3940.443	2593.053	2066.784	1286.602	770.705
140	5364.813	3530.376	2813.874	1751.677	1049.296
160	7008.318	4611.903	3675.902	2288.301	1370.746
180	8870.957	5837.633	4652.866	2896.475	1735.057
200	10952.729	7207.567	5744.767	3576.199	2142.228
220	13253.636	8721.704	6951.605	4327.473	2592.259

因为提前设计了螺栓孔，因此可以直接选择现有孔进行所配螺栓(M10)的校核。图 4-19 所示为螺栓作用的起止平面和孔位。

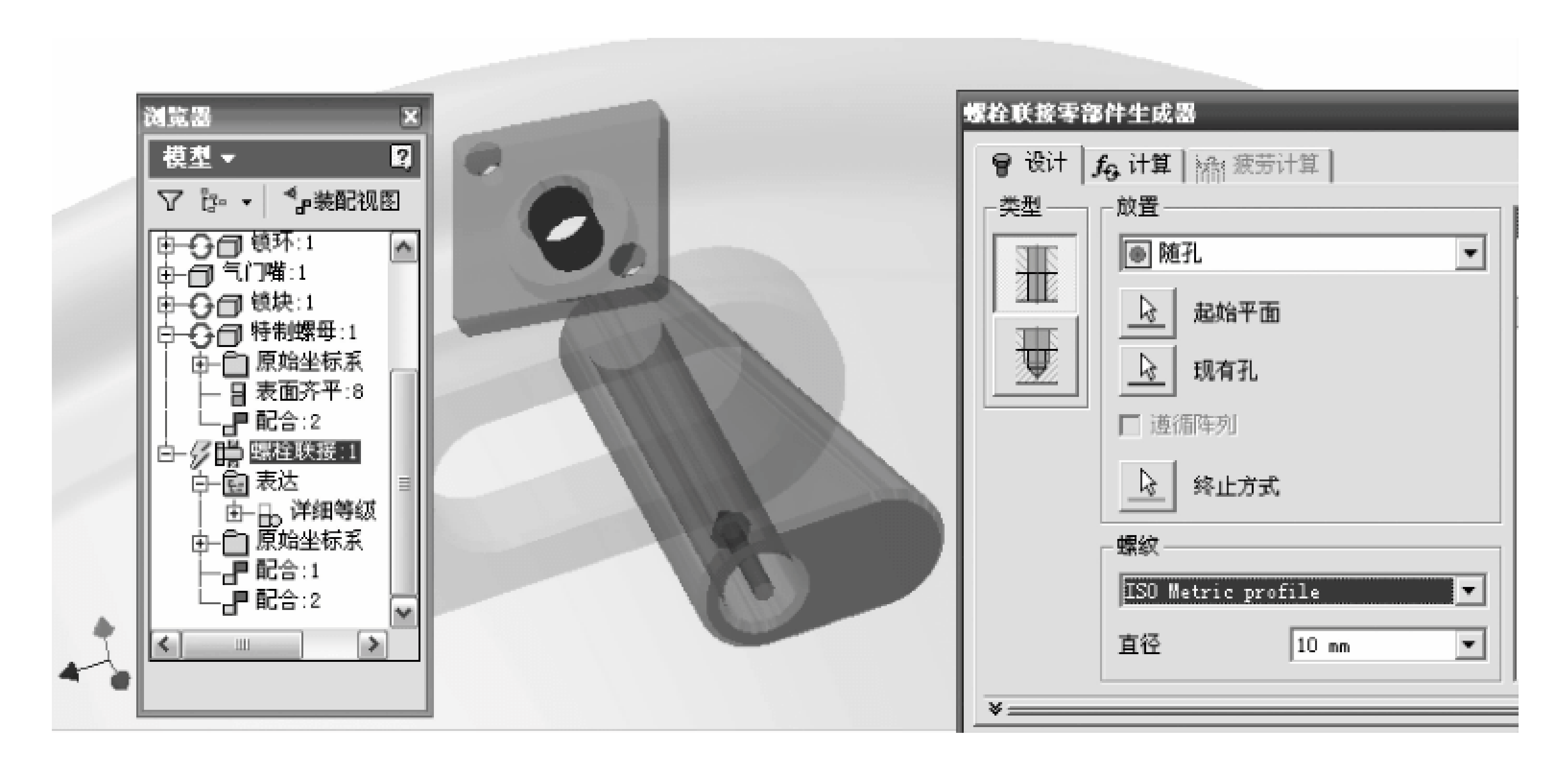


图 4-19　螺栓校核中的孔和作用起止面选择

选择车辆最大时速、斜面角度最大时进行校核计算，结果如图 4-20 所示。校核计算结果显示设计失败，原因是螺纹压力超过了螺纹许用应力，没有达到安全性要求。以该螺栓载荷直接进行螺栓直径设计，计算得到螺栓为 M18。但 M18 直径偏大，在内支撑端部结构很难再扩大孔槽等结构。因此，只能调整斜面的角度来减小螺栓轴向力载荷。

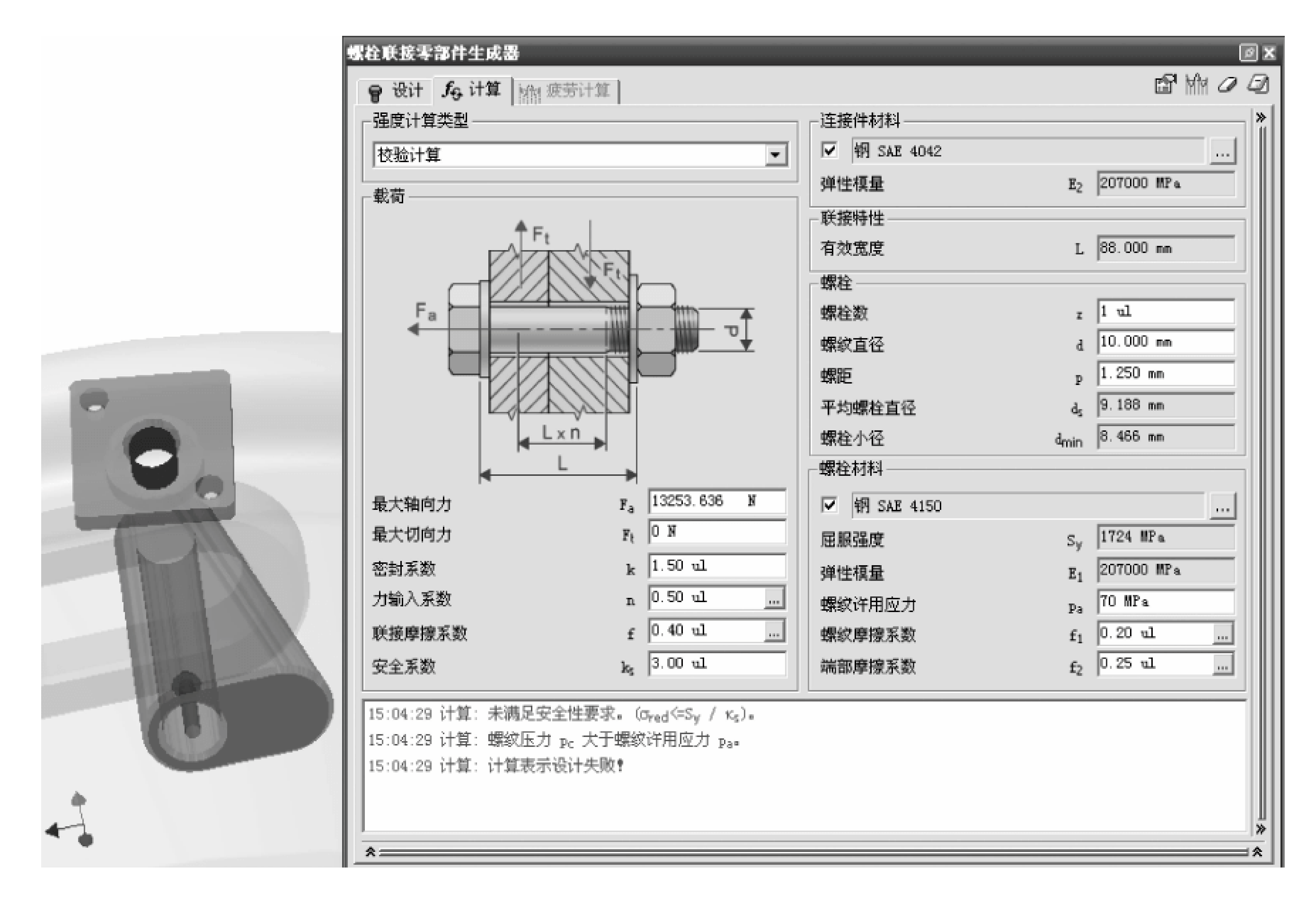


图 4-20　最大预紧力下螺栓校核计算结果

当螺栓直径仍为 M10 时，从表 4-3 所列数据中由大到小逐一进行螺栓直径设计，发现螺栓轴向载荷为 5837.633N(车辆时速 180km/h、斜面角度 10°)时，设计结果正确，如图 4-21 所示。表中小于该值数据对应的车辆速度和角度可以选用。根据轮胎速度级别，若使用 M10 螺栓，斜面角度应该为 5°或更小。

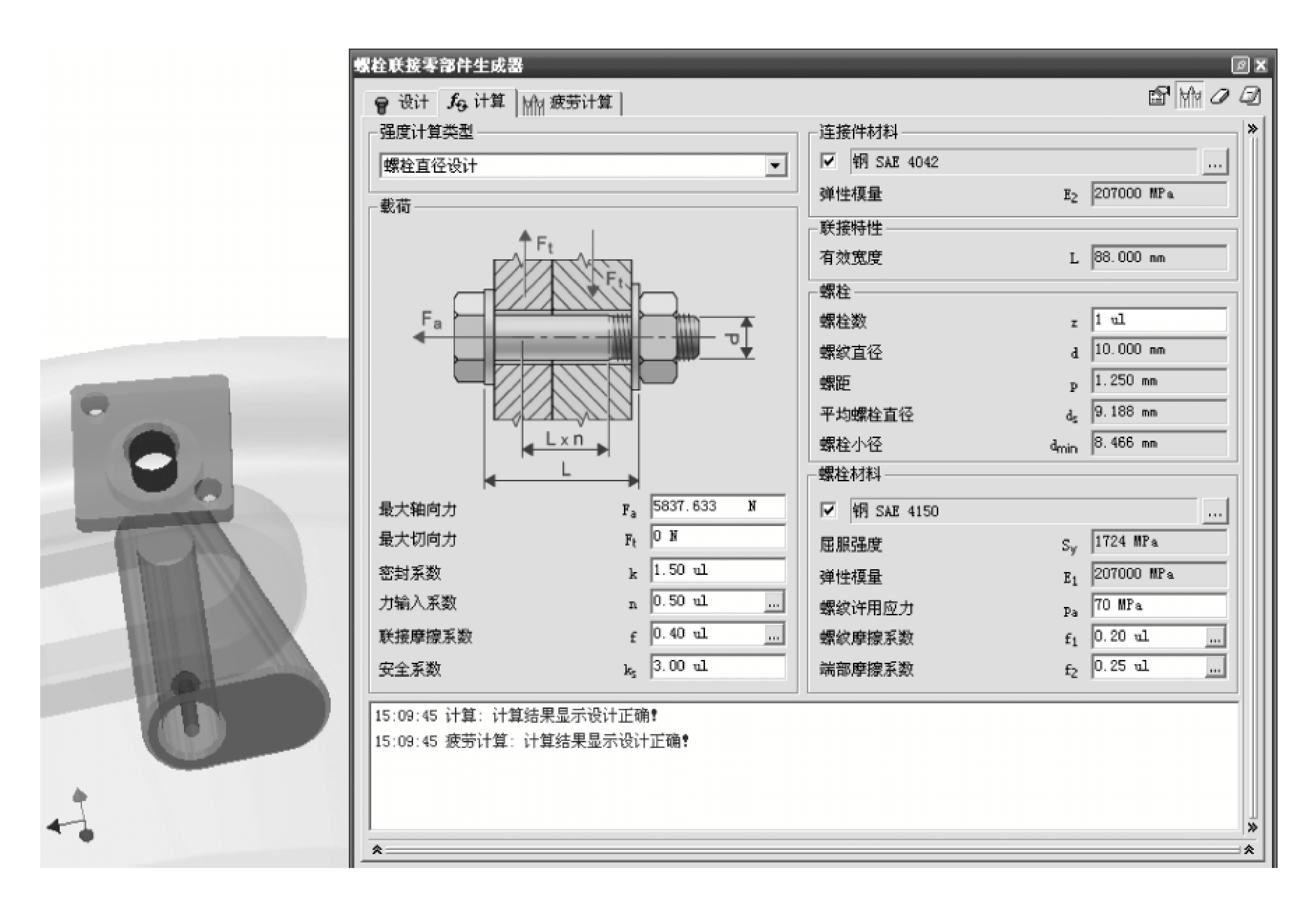


图 4-21　螺栓直径设计

4.5.4　锁紧状态连接件模型

上述螺栓设计过程是基于轮胎实际的速度级别进行，设计结果可以作为实际内支撑产品的参考依据。考虑到本设计结果将暂时作为试验产品进行试制加工，初次装配需要调整可能出现的间隙，首先在试验台上进行低速 RFT 性能试验，所以试验试制用装卡连接零件斜面暂取 15°，采用普通内六角 M10 螺栓预紧安装。从 AIP 资源中心选择 GB 标准件的螺栓和垫片进行装配，装配锁紧状态的连接零件如图 4-22 所示，图中浏览器中列出了装配结构的零部件组成和级别。

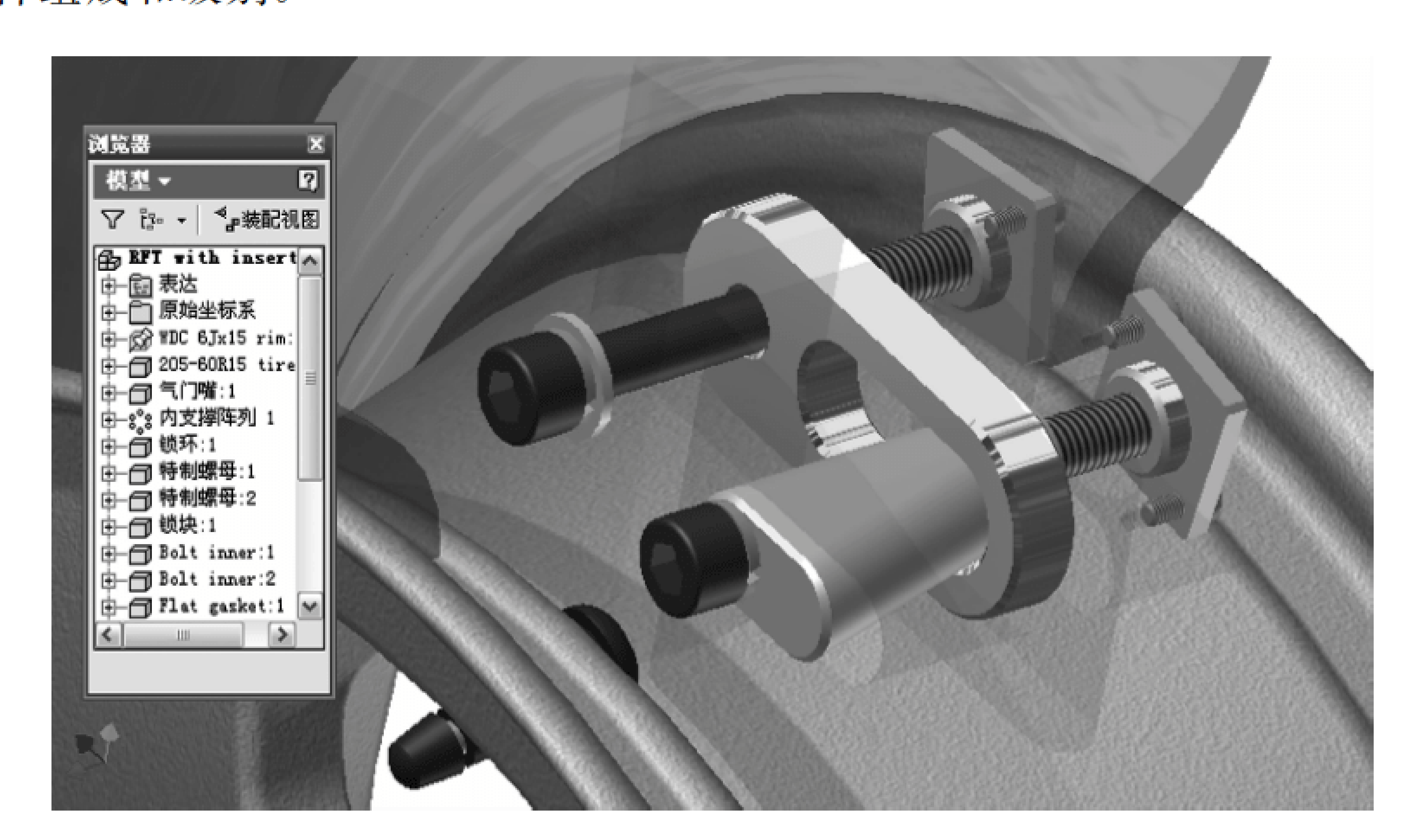


图 4-22　装配锁紧状态连接件模型

根据 4.4 节可知，内支撑设计为 3 块分体结构，有 3 个接头需要装卡锁紧。将装卡连接件、螺栓、垫片、特制螺母等锁紧状态模型绕轮辋轴线环形阵列为 3 组，如图 4-23 所示（隐藏

轮胎模型,轮辋和内支撑均透明显示),每组之间的夹角为 120°,即可完成三块分体内支撑零件的全部连接结构。

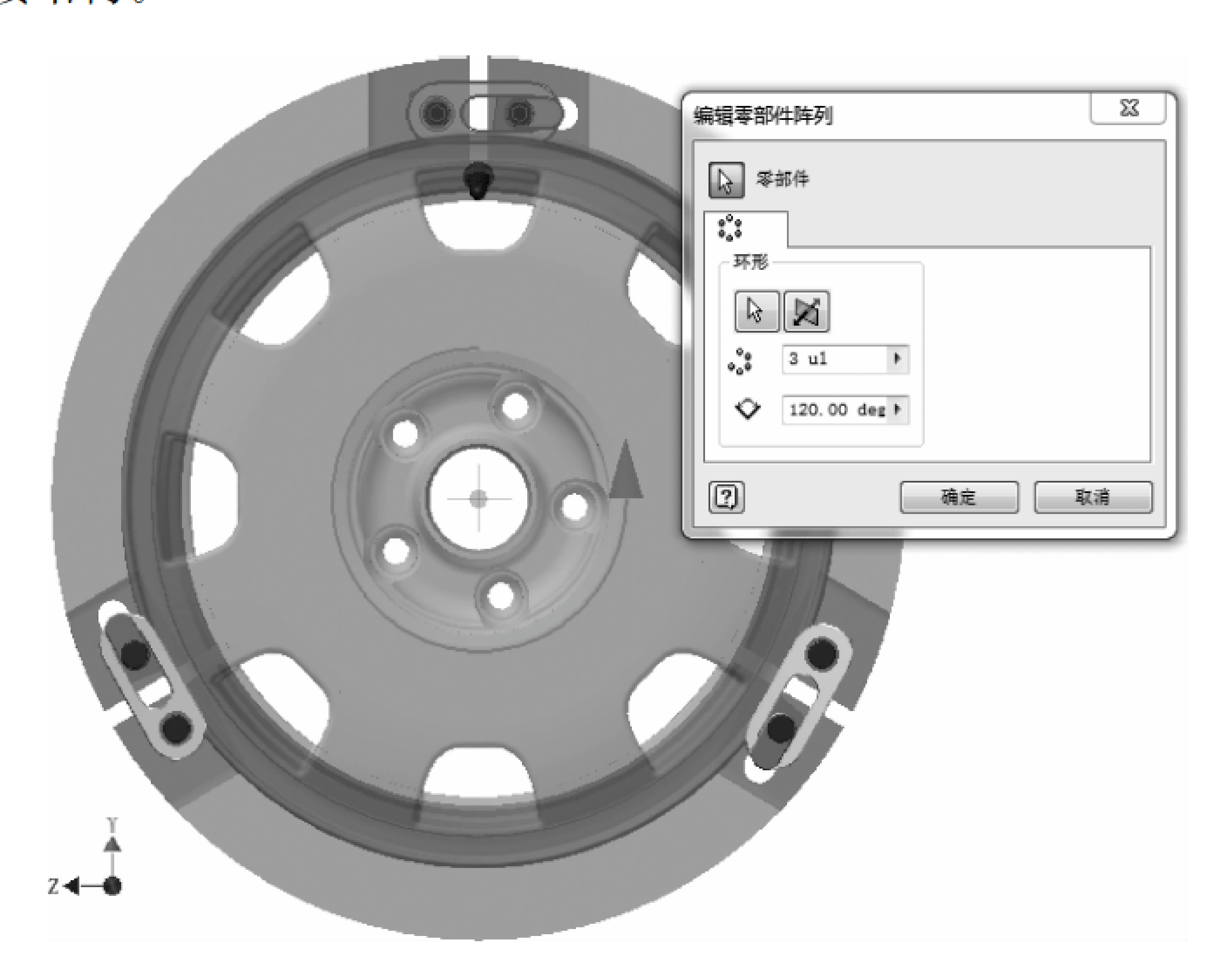


图 4-23 阵列后的锁紧状态连接件模型

第 5 章

内支撑强度分析与形状优化

经过 RFT 装配关联设计之后，较完备的内支撑三维数字化模型已经基本确定。若根据该模型生产制造内支撑，则内支撑显得十分笨重，会过多增加车轮的重量和转动惯量。也有可能因内支撑某些结构如装卡锁紧部位强度不够，内支撑性能不能达到设计要求。还有可能因内支撑结构参数不是最优，在使用过程中提前失效破坏等。有限元法(FEA)是在当今工程分析中获得最为广泛应用的一种近似求解连续体问题的数值方法。随着计算机科学和技术的快速发展，有限元法已经成为计算机辅助设计(CAD)的重要组成部分，也是现代数字样机建模与仿真技术的重要内容。对于一个初步设计的结果进行有限元分析，可以明显地支持设计中对零件的结构、形状、尺寸和材料选择和确定过程。第 4 章中的 RFT 内支撑是基于 6J 标准轮辋和 205/60R15 标准轮胎而设计的，其装配参数和关联关系已经比较准确，利用 AIP(R11 版)的有限元分析模块(ANSYS)对内支撑进行初步结构强度预测，利用 AWE(10.0 版)对内支撑结构进行拓扑优化，将为内支撑三维结构改进提供理论参考。

5.1 结构有限元分析基础

5.1.1 弹性力学基本方程

三维结构有限元分析经常用到弹性力学的基本方程。弹性体在载荷作用下，体内任意一点的应力状态可由 3 个正应力分量 σ_x、σ_y、σ_z 和 3 个剪应力分量 τ_{xy}、τ_{yz}、τ_{zx} 来表示，应力分量的方向如图 5-1 所示。应力分量的矩阵表示为

$$= [\sigma_x \quad \sigma_y \quad \sigma_z \quad \tau_{xy} \quad \tau_{yz} \quad \tau_{zx}]^{\mathrm{T}} \tag{5-1}$$

弹性体在载荷作用下会产生位移和变形，即弹性体位置的移动和形状的改变。弹性体内任意一点的位移可由沿直角坐标轴方向的 3 个位移分量 u、v、w 来表示。它们的矩阵形式为

$$\boldsymbol{u} = [u \quad v \quad w]^{\mathrm{T}} \tag{5-2}$$

弹性体内任意一点的应变可以由 3 个正应变分量 ε_x、ε_y、ε_z 和 3 个剪应变分量 γ_{xy}、γ_{yz}、γ_{zx} 来表示。应变的正负号与应力的正负号相对，即应变以伸长为正，缩短为负；剪应变是以两个沿坐标轴正方向的线段组成的直角变小为正，变大为负。图 5-2(a)和(b)分别为正的

ε_x 和 γ_{xy} 应变状态。

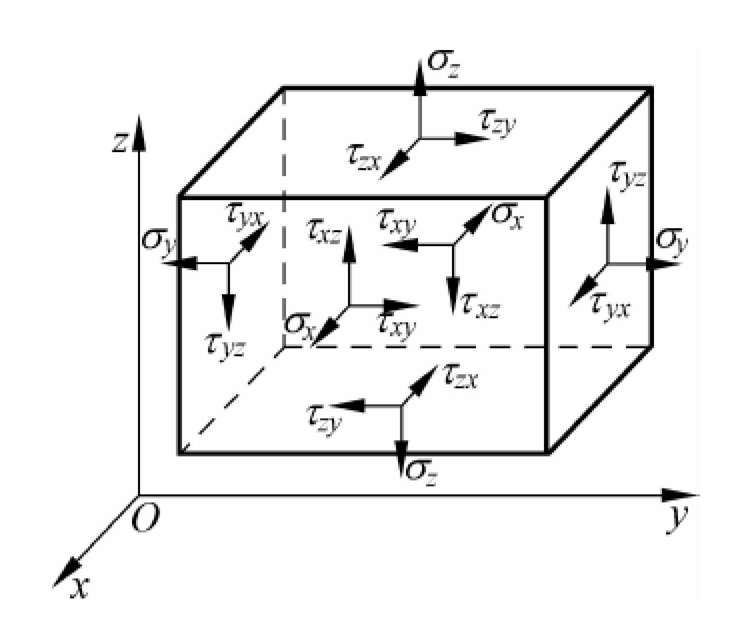


图 5-1　应力分量

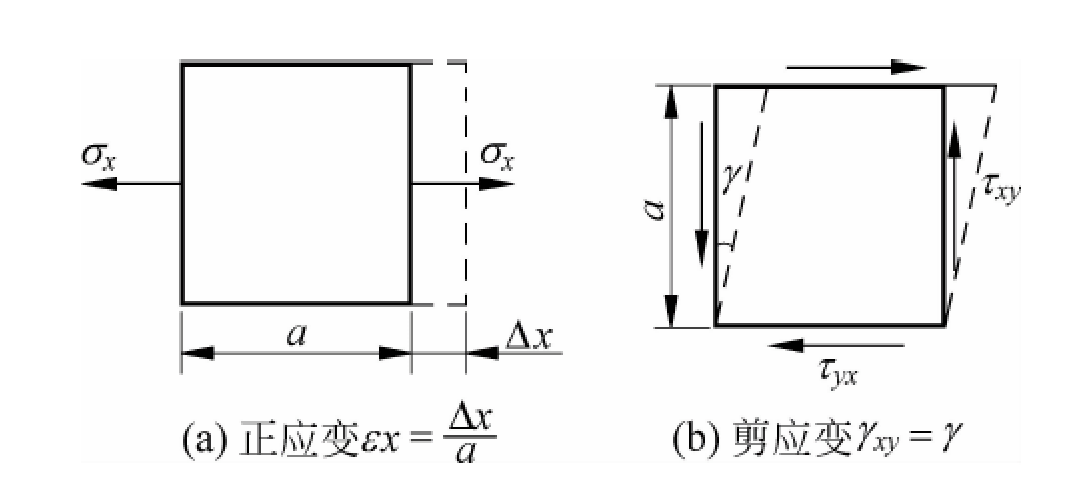


图 5-2　应变的正方向

应变的矩阵形式为

$$= [\varepsilon_x \quad \varepsilon_y \quad \varepsilon_z \quad \gamma_{xy} \quad \gamma_{yz} \quad \gamma_{zx}]^{\mathrm{T}} \tag{5-3}$$

对于三维问题，弹性力学基本方程可以写成如下矩阵形式。

1. 平衡方程

在弹性体 V 域内任意一点沿坐标轴方向的平衡方程矩阵为

$$\boldsymbol{A} \quad + \bar{\boldsymbol{f}} = \boldsymbol{0} \quad (\text{在 } V \text{ 内}) \tag{5-4}$$

式中，$\boldsymbol{A}$——微分算子，即

$$\boldsymbol{A} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial z} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \tag{5-5}$$

$\bar{\boldsymbol{f}}$——体积力向量，即

$$\bar{\boldsymbol{f}} = [\bar{f}_x \quad \bar{f}_y \quad \bar{f}_z]^{\mathrm{T}} \tag{5-6}$$

2. 几何方程(应变-位移关系)

在微小位移和微小变形的情况下，略去位移导数的高次幂，则应变向量和位移向量的几何关系矩阵为

$$= \boldsymbol{L}\boldsymbol{u} \tag{5-7}$$

式中，$\boldsymbol{L}$——微分算子，且有

$$\boldsymbol{L} = \boldsymbol{A}^{\mathrm{T}} \tag{5-8}$$

3. 物理方程(应力-应变关系)

应力-应变的关系又称为弹性关系，对于各项同性的线弹性材料，应力和应变的关系矩阵表达式为

$$= \boldsymbol{D} \tag{5-9}$$

式中，$\boldsymbol{D}$——弹性矩阵，取决于弹性体材料的弹性模量和泊松比，即

$$\boldsymbol{D}=\frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)}\begin{bmatrix} 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-\nu} & 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \end{bmatrix} \tag{5-10}$$

式中，E——弹性模量；

ν——泊松比。

弹性体 V 的全部边界分为两部分：一部分边界上已知外力 $\overline{T}_x$、$\overline{T}_y$、$\overline{T}_z$ 称为力的边界条件，这部分边界条件用 S_σ 表示；另一部分边界条件上已知位移$\overline{u}$、$\overline{v}$、$\overline{w}$称为位移边界条件（或几何边界条件），这部分边界条件用 S_u 表示。这两种边界条件构成弹性体的全部边界条件 S，即

$$S=S_\sigma+S_u \tag{5-11}$$

4. 力边界条件

在边界 S_σ 上弹性体单位面积上作用的面力 $\overline{T}$ 和内力存在平衡关系，其矩阵形式为

$$\overline{\boldsymbol{T}}=\boldsymbol{T}=\boldsymbol{n\sigma} \quad (\text{在 } S_\sigma \text{ 上}) \tag{5-12}$$

式中，$\boldsymbol{n}$——边界外法线的方向余弦，用下式表示：

$$\boldsymbol{n}=\begin{bmatrix} n_x & 0 & 0 & n_y & 0 & n_z \\ 0 & n_y & 0 & n_x & n_z & 0 \\ 0 & 0 & n_z & 0 & n_y & n_x \end{bmatrix} \tag{5-13}$$

5. 位移边界条件

在边界 S_u 上弹性体的位移已知为$\overline{\boldsymbol{u}}$，用矩阵形式表示为

$$\boldsymbol{u}=\overline{\boldsymbol{u}} \quad (\text{在 } S_u \text{ 上}) \tag{5-14}$$

6. 弹性体的应变能和余能

单位体积的应变能为

$$U(\quad)=\frac{1}{2}\ ^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D} \tag{5-15}$$

单位体积的余能为

$$V(\quad)=\frac{1}{2}\ ^{\mathrm{T}}\boldsymbol{C} \tag{5-16}$$

应变能和余能都是正定函数，只有当弹性体内所有点都没有应变能，应变能才为零。在线性弹性力学中弹性体的应变能等于余能。

弹性力学的基本方程亦可用笛卡儿张量符号来表示，使用附标求和的约定可以得到十分简练的方程表达形式。在直角坐标系 x_1、x_2、x_3 中，应力张量和应变张量都是对称的二阶张量，分别用 σ_{ij} 和 ε_{ij} 表示，且有 $\sigma_{ij}=\sigma_{ji}$ 和 $\varepsilon_{ij}=\varepsilon_{ji}$。其他位移张量、体力张量、面力张量等都是一阶张量，用 u_i、$\overline{f}_i$、$\overline{T}_i$ 等表示。则弹性力学基本方程及边界条件的张量形式为

$$
\left\{
\begin{array}{lll}
\text{平衡方程：} & \sigma_{ij,j}+\bar{f}_i=0 & (\text{在 } V \text{ 内})(i=1,2,3) \\
\text{几何方程：} & \varepsilon_{ij}=\dfrac{1}{2}(u_{i,j}+u_{j,i}) & (\text{在 } V \text{ 内})(i,j=1,2,3) \\
\text{物理方程：} & \sigma_{ij}=D_{ijkl}\varepsilon_{kl} & (\text{在 } V \text{ 内})(i,j,k,l=1,2,3) \\
\text{力边界条件：} & T_i=\sigma_{ij}n_j & (\text{在 } S_\sigma \text{ 上})(i,j=1,2,3) \\
\text{位移边界条件：} & u_i=\bar{u}_i & (\text{在 } S_u \text{ 上})(i=1,2,3) \\
\text{单位体积应变能：} & U(\varepsilon_{mn})=\dfrac{1}{2}D_{ijkl}\varepsilon_{ij}\varepsilon_{kl} & \\
\text{单位体积余能：} & V(\sigma_{mn})=\dfrac{1}{2}C_{ijkl}\sigma_{ij}\sigma_{kl} &
\end{array}
\right.
\tag{5-17}
$$

需要指出的是，在现代轮胎设计中，包括轮廓、结构、尺寸、材料等设计领域，有限元法得到了广泛的应用。例如，普利司通提出的轮胎设计理论“轮胎大一统技术”(grand unifed tire technology，GUTT)能做到轮胎性能整体优化。因为它考虑了多个设计变量，包括轮胎各个部位的形状、材料和结构等。优化目标可以包括轮胎的所有性能，涵盖四种轮胎设计方法，分别对应轮胎设计的四个要素，即轮廓、材料、结构和花纹。关于弹性力学更为深入的知识和轮胎设计领域的应用请参阅相关专业书籍和学术文章。

5.1.2　有限元分析的步骤

对于一个力学问题，在建立其数学模型以后，用有限元法对它进行分析的首要步骤是选择单元形式。平面问题3节点三角形单元是有限元方法中最早采用，而且至今仍经常采用的单元形式。基于弹性力学问题的有限元方法目前已经建立了一般原理和典型表达格式。由于本书重点不是进行有限元理论的探讨和公式推导，所以这里直接引用典型有限元方法的求解方程，叙述有限元分析的一般执行步骤，以指导内支撑三维结构有限元分析的计算、求解和后处理。

静力学分析是应用非常广泛的一种线性有限元分析，主要用来确定力在结构上产生的位移、应力、应变。静力学分析可以包括稳态惯性载荷(如重力和等速旋转惯性力)。在很多动载荷情况下，如果载荷周期远远大于结构自振周期(即缓慢加载)，则结构的惯性效应能够忽略，此时也可以简化为线性静力学分析来进行。线性静力学分析有时还可以考虑小位移、小滑移的接触情况。执行静力学有限元分析的典型步骤分为以下7步。

(1) 对结构进行离散。按问题的几何特点和精度要求，将原来连续求解域离散为在节点处相互联结的有限个单元组成的离散域，习惯上称为有限元网格划分。在结构离散化处理中需要解决的主要问题是：单元类型的选择，单元划分和节点编号。常用的三维单元类型主要包括四面体单元和六面体单元，详见5.1.3节的介绍。

(2) 单元特性分析。连续体离散化后，要对典型单元进行特性分析。为了能用节点位移(速度)来表示单元体的位移、应变和应力，必须对单元中的位移分布做出假设，即假定一种位移模式(形函数)来近似地模拟其真实位移。其矩阵形式为

$$\boldsymbol{u}=\boldsymbol{N}\boldsymbol{a}^e \tag{5-18}$$

式中，$\boldsymbol{u}$——单元中任意一点的位移列阵；

$\boldsymbol{N}$——形函数矩阵；

$\boldsymbol{a}^e$——单元节点位移列阵。

位移模式选定之后，就可以进行单元力学特性分析。根据几何方程确定应变与单元节点位移的关系

$$= \boldsymbol{B}\boldsymbol{a}^e \tag{5-19}$$

式中， ——应变矩阵；

$\boldsymbol{B}$——几何矩阵。

利用物理方程给出单元体内任一点的应力状态

$$= \boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\boldsymbol{a}^e \tag{5-20}$$

式中， ——单元体内任一点的应力矩阵；

$\boldsymbol{D}$——单元材料弹性本构矩阵。

(3) 建立单元刚度矩阵和等效节点载荷矩阵。利用虚功原理建立作用在单元上的节点力和节点位移之间的关系式，即确定单元刚度方程。单元刚度方程的一般表达形式为

$$\boldsymbol{K}^e = \boldsymbol{k}\boldsymbol{a}^e \tag{5-21}$$

式中，$\boldsymbol{k}$——单元刚度矩阵，其表达式为

$$\boldsymbol{k} = \int_{V_e} \boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\,\mathrm{d}V \tag{5-22}$$

式中，V_e——单元体积。

考虑单元存在初应力和初应变情况，单元等效节点载荷矩阵的一般形式为

$$\boldsymbol{P}^e = \boldsymbol{P}_f^e + \boldsymbol{P}_T^e + \boldsymbol{P}_{\sigma_0}^e + \boldsymbol{P}_{\varepsilon_0}^e$$

式中，$\boldsymbol{P}_f^e$、$\boldsymbol{P}_T^e$、$\boldsymbol{P}_{\sigma_0}^e$、$\boldsymbol{P}_{\varepsilon_0}^e$——和作用于单元的体力 f、外力 T、初应力 σ_0、初应变 ε_0 等效的节点载荷矩阵。

(4) 整体刚度矩阵和等效节点载荷矩阵叠加。由于各节点的刚度矩阵是在统一的坐标系下建立的，可以直接叠加，将各单元刚度矩阵中的子块按照其统一编号的下标加入到整体刚度矩阵相应的子块中：

$$\boldsymbol{K} = \sum_e \boldsymbol{K}^e = \sum_e \int_{V_e} \boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\,\mathrm{d}V \tag{5-23}$$

$$\begin{aligned}\boldsymbol{P} &= \boldsymbol{P}_f + \boldsymbol{P}_T + \boldsymbol{P}_{\sigma_0} + \boldsymbol{P}_{\varepsilon_0} + \boldsymbol{P}_F \\ &= \sum_e (\boldsymbol{P}_f^e + \boldsymbol{P}_T^e + \boldsymbol{P}_{\sigma_0}^e + \boldsymbol{P}_{\varepsilon_0}^e) + \boldsymbol{P}_F\end{aligned} \tag{5-24}$$

式中，$\boldsymbol{P}_F$——直接作用在节点的集中力。

(5) 引入强制(给定位移)边界条件。静力学分析要指定固定约束位置，给定受力载荷位置、大小和方向等边界条件。

(6) 求解有限元求解方程(线性代数方程组)，得到节点位移矢量 $\boldsymbol{a}$，进而确定结构的基本方程

$$\boldsymbol{K}\boldsymbol{a} = \boldsymbol{P} \tag{5-25}$$

静力学(方程)的实质是运动学(方程)的一个子集，式(5-25)因没有与时间相关的量，故静力学分析是求其结构在固定不变载荷作用下的响应。固定不变的载荷和响应是一种假设，即假定载荷和结构的响应随时间的变化非常缓慢。

(7) 计算单元应变和应力。当得到全部的节点位移后，利用几何方程和物理方程即可求得单元的应变和应力。由弹性力学可知，结构应变为

$$\begin{cases} \quad = \boldsymbol{B}\boldsymbol{a}^{e} \\ \quad = \boldsymbol{D}(\quad - \quad_{0}) + \quad_{0} = \boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\boldsymbol{a}^{e} - \boldsymbol{D} \quad_{0} + \quad_{0} \end{cases} \tag{5-26}$$

式中，$\boldsymbol{a}^{e}$——单元节点位移矢量。

上述步骤结束后，对结果进行必要的后处理。利用有限元法对一个物理系统进行分析，只要选定了单元类型，划分好网格，其计算执行的步骤是完全标准化的。上述有限元分析的执行步骤是一个总体性的框架，围绕计算精度和求解效率两个主题，针对具体分析对象每一步有不同的技术性问题需要研究。

5.1.3 结构分析单元类型

结构有限元分析中使用的三维单元类型主要包括四面体单元和六面体单元。四面体单元又包括 4 节点四面体单元和 10 节点四面体单元；六面体单元包括 8 节点六面体单元和 20 节点六面体单元。图 5-3(a)所示为典型的 4 节点四面体单元，该单元是最简单的三维有限元单元，有 4 个节点，每个节点有 3 个平移自由度，分别沿节点坐标的 X、Y、Z 方向。图 5-3(b)所示为典型的 8 节点六面体单元，该单元节点同样沿其坐标轴方向有 3 个平移自由度。

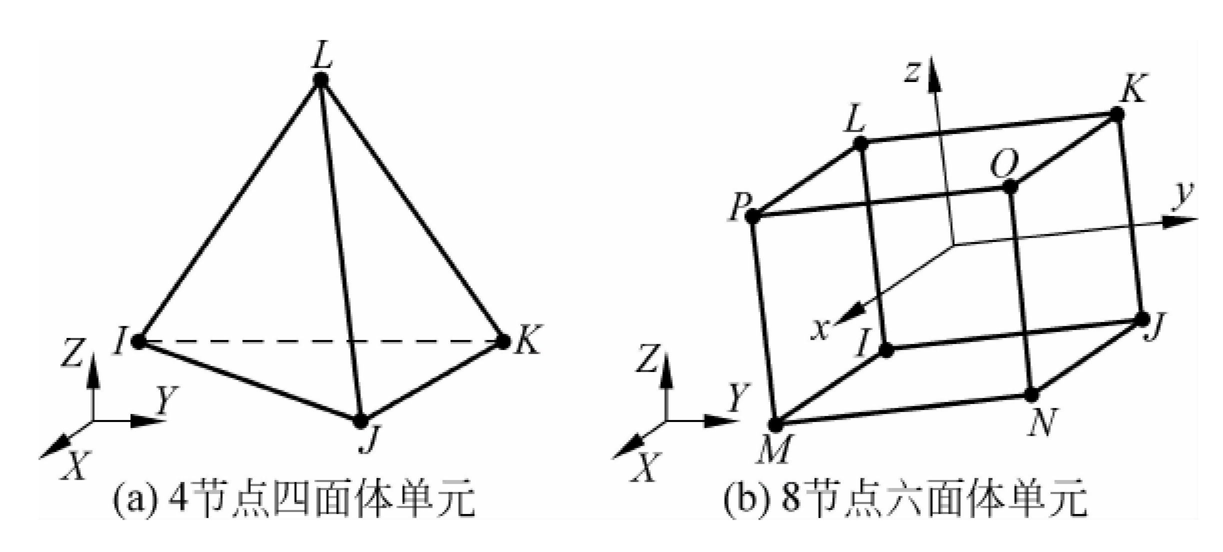


图 5-3　常用三维结构有限单元类型示意图

在 ANSYS 所用的三维结构单元中，SOLID72 是典型的带有转动自由度的三维 4 节点四面体单元(见图 5-4(a))。该单元适合于建立不规则的网格，特别适合于各种 CAD/CAM 系统中生成的网格。4 个节点定义中，每个节点都有 6 个自由度：节点坐标系 X、Y、Z 方向的平移和绕 X、Y、Z 轴的转动。该单元具有应力刚化功能。没有转动自由度的 10 节点四面体单元是 SOLID92 单元(见图 5-4(b))。由于 SOLID72 单元没有中间节点，所以经常用于代替 SOLID92 单元以缩短求解时间。SOLID92 单元因为附加了中间节点，具有更高的求解精度，但求解所耗时间相对较多。ANSYS 推荐尽量使用 SOLID92 单元用于分析大变形、大应变、塑性及屈服等问题。

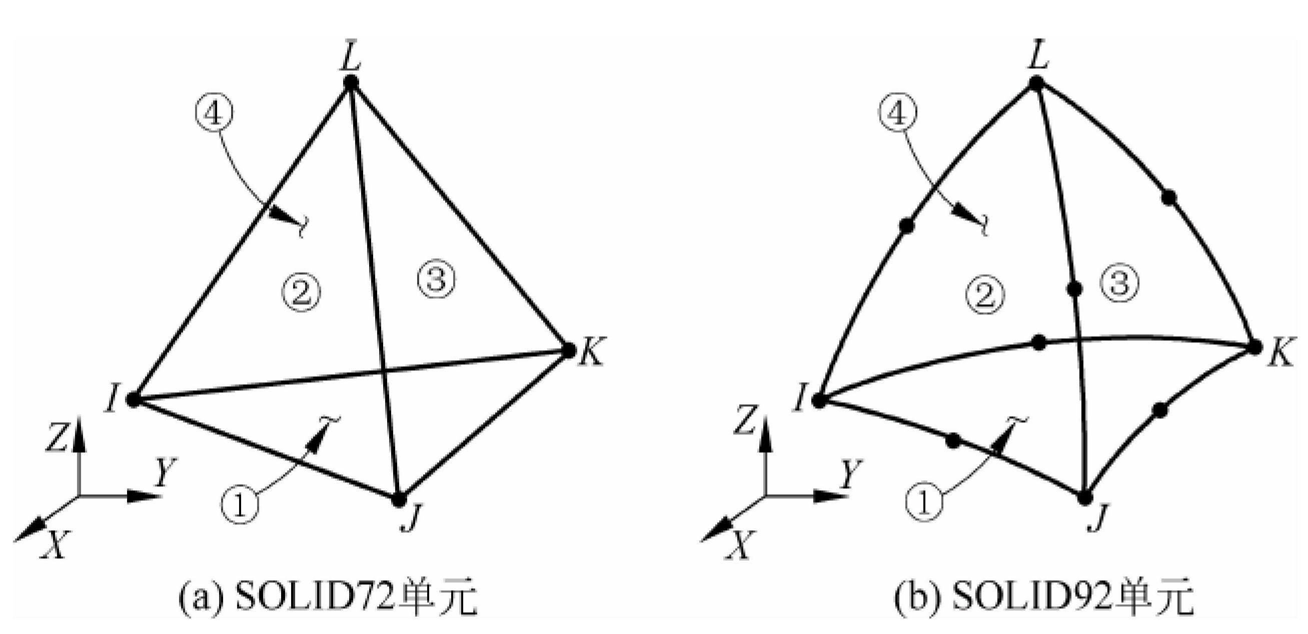


图 5-4　ANSYS 的四面体单元示意图

ANSYS 最为常用的模拟三维实体结构的 8 节点六面体单元是 SOLID45(见图 5-5(a))单元。该单元具有塑性、蠕变、膨胀、应力刚化、大变形、大应变等功能，具有沙漏控制和凝聚积分选项。该单元的高阶单元是 SOLID95 单元(见图 5-5(b))，与 SOLID45 具有同样的功能，具有 20 节点，适用于精度要求较高、边界不规则的模型。

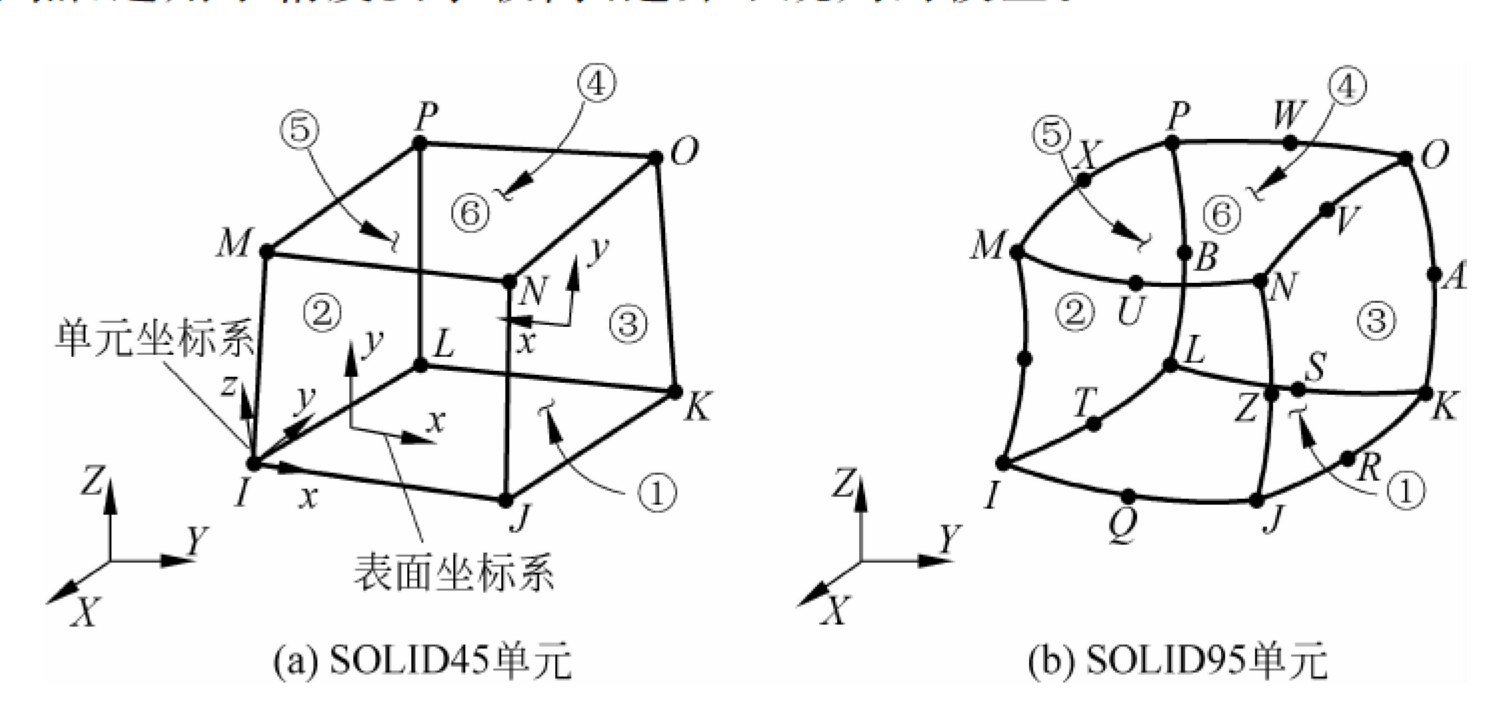


图 5-5　ANSYS 的六面体单元示意图

5.2　内支撑三维结构静力学分析

5.2.1　内支撑分析流程

CAE 软件必须可直接使用 CAD 生成的模型已经成为共识。ANSYS 引入“双向参数互动”技术，在 ANSYS Worbench 环境中建立 CAD 模型的“链接”或“影射”，与 CAD 系统资源共用。因为使用同一个 CAD 模型，因而不存在传统 CAE 软件的 CAD 接口经常发生的“丢失信息”的现象。引入双向参数互动机制，当 CAD 模型传到 CAE 软件后，CAE 软件继承 CAD 模型的原有参数；CAD 修改模型参数之后，CAE 软件只需刷新即可得到来自 CAD 模型的新参数，从而更新模型，但 CAE 软件中的网格和载荷设置不发生变化，可直接求解；CAE 软件可直接根据分析结果对设计参数直接进行必要的修改，或利用优化设计功能得到最优设计参数后，在 CAD 中只需刷新操作便更新模型。图 5-6 所示为基于 ANSYS 的内支撑协同设计与分析流程。

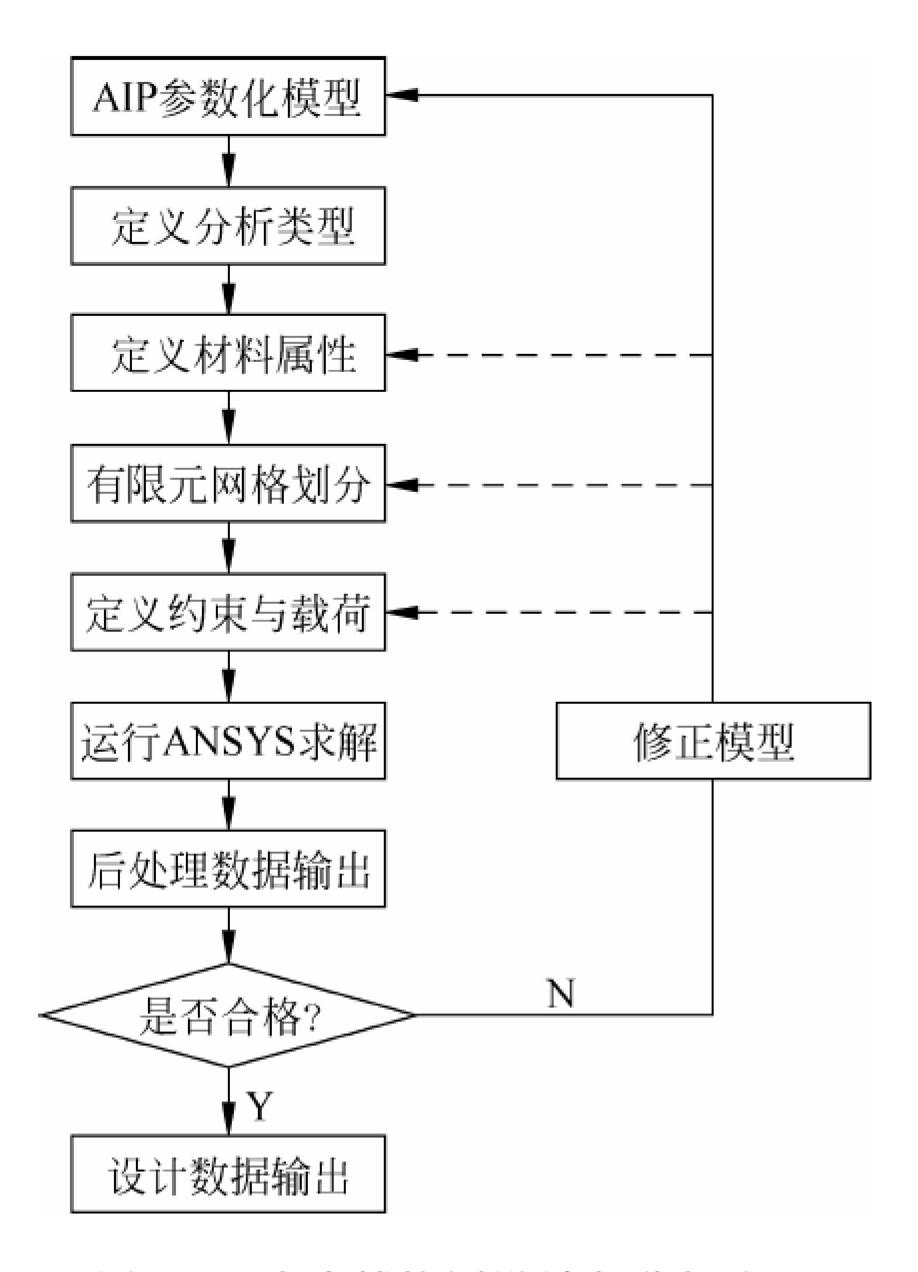


图 5-6　内支撑协同设计与分析流程

其中 AIP 参数化模型是指内支撑装配关联设计确定的结果，确定分析类型后定义材料属性，几何模型具备了材料属性、划分了网格、定义了约束和载荷，就构成了一个完整的可以用于有限元分析的物理模型。由于 ANSYS Workbench 提供了与 AIP 良好的嵌入式接口，几何造型、网格的初始划分、约束与载荷工况等物理模型的建立可直接在 AIP 中进行，也可以在 ANSYS Workbench 中完

成。运行 ANSYS 求解方案后，即可得到内支撑三维结构应力、变形和安全系数，利用后处理获得数据输出，判断内支撑结构是否合格。不合格的结果需要修正内支撑的模型，主要是内支撑几何模型结构参数的修改。因为内支撑模型是参数化的几何模型，通过参数驱动功能便可方便实现尺寸大小的变化，而新结构的添加(如轮胎装配环槽)也可通过 AIP 特征造型获得。当然模型修正也包括有限元边界条件的修正和网格的调整，如内支撑尺寸调整或结构修改带来的质量变化或载荷变化，需要较高的分析精度则调整网格数量或密度等。内支撑合格的主要判据是其三维结构应力不能超过材料的许用应力，安全系数应该足够，以满足内支撑在车辆正常气压行驶和零压续跑行程中的安全。改进合格的分析数据可以作为产品设计数据输出，供内支撑进一步的动力学、热学分析或进行产品加工试制参考。

AIP(2008 版)系统集成 ANSYS 结构应力分析模块，采用了有限元分析的基本理论和方法。由于 ANSYS 技术的介入，大大扩展了 AIP 系统的功能，可采用直接几何访问技术径直地从 CAD 数据库中读取、转换、修改和操作正在设计的几何模型，从而省去了在专门有限元分析软件系统中重新构造几何模型的传统过程。内支撑是基于标准轮辋和轮胎关联设计而完成的，内支撑 CAD 几何模型及其初始数据已经具备。内支撑三维结构静力分析所施加的载荷包括：外部施加的作用力和压力、稳态惯性力(如重力和离心力)、位移载荷、温度载荷，为设计提供参考。三维实体几何模型和约束与载荷边界条件共同组成一个可以进行应力分析的物理模型。为了确保静力分析结果的正确性，分析之前需要作如下基本假设：

(1) 内支撑材料为应力与压力成正比的线性材料；

(2) 与内支撑横断面尺寸相比，总变形很小；

(3) 暂不考虑温度对内支撑材料的影响；

(4) 材料特性在所有方向表现为各向同性。

5.2.2　定义内支撑材料

根据 RFT 机理分析可知，内支撑材料应该具有高强度、高模量、质量轻的特点，工程塑料为内支撑的首选材料。聚酰胺(polyamide，PA，即尼龙)是工程塑料的一大品种，特别是占 PA 中 90%以上的 PA6 和 PA66，由于其分子间通过酰氨基团(—CONH—)形成氢键，使其结构和性能十分优秀。

PA6 是氨基已酸在高温下聚合的结晶性聚合物，属于一种韧性塑料。由于 PA6 的酰氨基团浓度较高，因而具有较高的机械强度和刚度，被广泛代替金属应用于结构件。PA6 的极限拉伸强度一般为 60～70MPa，有的达到 78MPa，硬度在 R100 以上，耐摩擦磨耗性能优异，抗冲击韧性好，具有自润滑性能，耐化学药品和耐油性突出。但 PA6 作为高分子材料，在使用温度范围内，其拉伸强度、弯曲强度、弯曲弹性模量随着温度的升高而降低。另外普通 PA6 吸水性较高，尺寸稳定性较差，使其在许多应用领域受到一定限制。

同 PA6 相比，PA66 更广泛应用于汽车工业、仪器壳体以及其他需要有抗冲击性和高强度要求的产品。PA66 是由己二酸和己二胺高温缩聚而成的一种半晶体-晶体材料，在聚酰胺材料中有较高的熔点，在较宽的温度范围内具有较高的强度、刚度和韧性，耐磨性、耐蠕变性和自润滑性能优良，耐油性突出。但 PA66 在成型后仍然具有较大吸水性，其程度主要取决于材料的组成、壁厚以及环境条件。普通 PA66 在较强外力和加热条件下，其刚性和耐热

性能不佳，制品的尺寸稳定性较差。

为了提高 PA6 和 PA66 的机械特性，人们研究了提高其性能的多种方法，经常加入各种各样的改性剂或添加剂。改性或增强的 PA 复合材料性能会显著提高，可以代替金属材料使用。如在 PA 中添加 15%～40%的无机填充剂，如高岭石、硅灰石、滑石粉等，其机械性能和尺寸稳定性能较好，耐蠕变性、耐疲劳性、耐热性优良，制品各向异性和翘曲变形小，成本低。玻璃纤维也是最常见的添加剂之一，30%玻璃纤维(GF)增强的 PA6 拉伸断裂强度比未增强的提高 2.2 倍，弯曲模量提高 3 倍，悬臂梁冲击强度提高 2.4 倍。PA66 的收缩率在 1%～2%之间，加入玻璃纤维添加剂可以将收缩率降低到 0.2%～1% 。但 GF 增强后的 PA 材料密度上升，成型加工性能变差。

纳米尼龙复合材料是 20 世纪 90 年代问世的新材料。利用纳米材料改性尼龙的最大优点是纳米材料用量很少，既能提高尼龙的力学性能，又能提高尼龙的耐热性能。纳米尼龙所用的纳米材料主要有蒙脱土、SiO_2 云母和聚对苯二甲酰对苯二胺(PPTA)等无机或有机高分子材料。其中最具有发展前景的是蒙脱土。有机化蒙脱土能进一步与单体或聚合物熔体反应，在单体或聚合物熔体混合的过程中剥离成厚度 1nm、长宽为 30～100nm 的结构片层，均匀分散到聚合物集体中，从而形成纳米复合材料。

近年来，采用插层聚合法或聚合物插层法制备高强耐热的 PA6/蒙脱土纳米复合材料得到成功应用。PA6/蒙脱土纳米复合材料的蒙脱土加入量一般在 3%～5%(质量分数)，材料密度几乎与 PA 聚合物基体相同(仅增加 1%～2%)，并且具备高强度、高刚性、高耐热性的特点；加工成型性优良，制品翘曲低、孔缩小，抗蠕变性优良。PA6/蒙脱土纳米复合材料因成型和粉碎时不会破坏其层状蒙脱土结构，所以可以回收重用，再生材料性能几乎不变。

根据上述简要分析，可以选择 PA6、PA66、高岭土增强 PA6、GF 增强 PA6 和 PA6/蒙脱土纳米复合材料作为内支撑材料。结构有限元静力分析要求的材料属性主要包括材料的密度、弹性模量(杨氏模量)、泊松比和极限拉伸强度。内支撑结构有限元静力分析所需要的尼龙材料基本属性见表 5-1。

表 5-1 内支撑被选材料基本属性

材料代号	材料名称	密度 /(g/cm^3)	杨氏模量 /GPa	泊松比	屈服强度 /MPa	极限拉伸强度 /MPa
A	PA6	1.13	2.83	0.30	73.0	73.5
B	PA66	1.13	2.93	0.35	82.7	82.7
C	40%高岭土增强 PA6	1.48	3.50	0.35	94.0	95.1
D	30%GF 增强 PA6	1.37	3.60	0.35	170.0	171.0
E	PA6/蒙脱土纳米复合材料	1.15	3.72	0.35	93.0	93.0

在内支撑虚拟装配关联设计中，装配到轮辋槽中的内支撑已经具备了 AIP 系统提供的 PA66 材料。其他材料可以在 PA66 材料基础上创建新材料属性，并保存在当前系统中。在应力分析时指定相应的新材料，则内支撑就具备了新材料的基本属性。

图 5-7(a)所示为创建内支撑 PA6/蒙脱土纳米复合材料的属性，图 5-7(b)所示为内支撑应力分析时选择一种材料。



(a) 创建PA6/蒙脱土纳米复合材料



(b) 应力分析中为内支撑选择材料

图 5-7　定义内支撑材料属性参数

5.2.3　有限元网格划分

有限元网格划分是将一个物理模型进行离散化处理的过程，即将几何元素的线、面或体进行有限元离散。有限元网格包括单元及单元节点、单元边和单元面等基本要素。网格形式直接影响结果精度和模型规模，是有限元分析中关键的环节。

网格数量通过网格的整体和局部尺寸控制。网格数量的多少主要影响结果精度和计算规模。一般网格数量增加，结果精度会随之增高。这是因为网格边界能够更好地逼近几何模型的曲线或曲面边界；单元插值函数能够更好地接近实际函数；在应力梯度较大的部位，能够更好地反映应力实际值。但是当网格数量太大时，计算规模会增加。单元形成的时间与单元数量直接相关，当单元为高阶单元式，由于计算单元刚度矩阵需要进行高斯积分，所以单元形成要占用相当大的比例。由于单元数量的增加，节点数量会相应增加，有限元方程的数量也随之增加，求解方程的时间会大大增加，网格划分计算时间过长。因此，对于网格数量的控制原则是：权衡结果精度和计算规模两个因素，在保证精度要求下，尽可能采用适当措施以控制合适的网格数量。在静力分析时，如果仅仅是计算变形，网格可以取得较少；需要计算应力或应变，若保持相同精度可以取相对多的网格。在分析固有特性时，低阶模态可以选用较少网格，高阶振型应选择较多网格。

AIP(2008 版)的 ANSYS 应力分析工具中提供了应力分析设置功能，其中的网格控制可以实现网格相关性的调整。网格相关性调整范围在－100～＋100 之间，默认设置为 0。小于 0 的设置使网格稀疏，物理模型被划分的单元数目少。大于 0 的设置使网格细密，物理模型被划分的单元数目多。图 5-8 所示的内支撑是采用网格相关性默认设置“0”来进行网格划分的结果，共获得 14224 个节点和 8812 个单元。

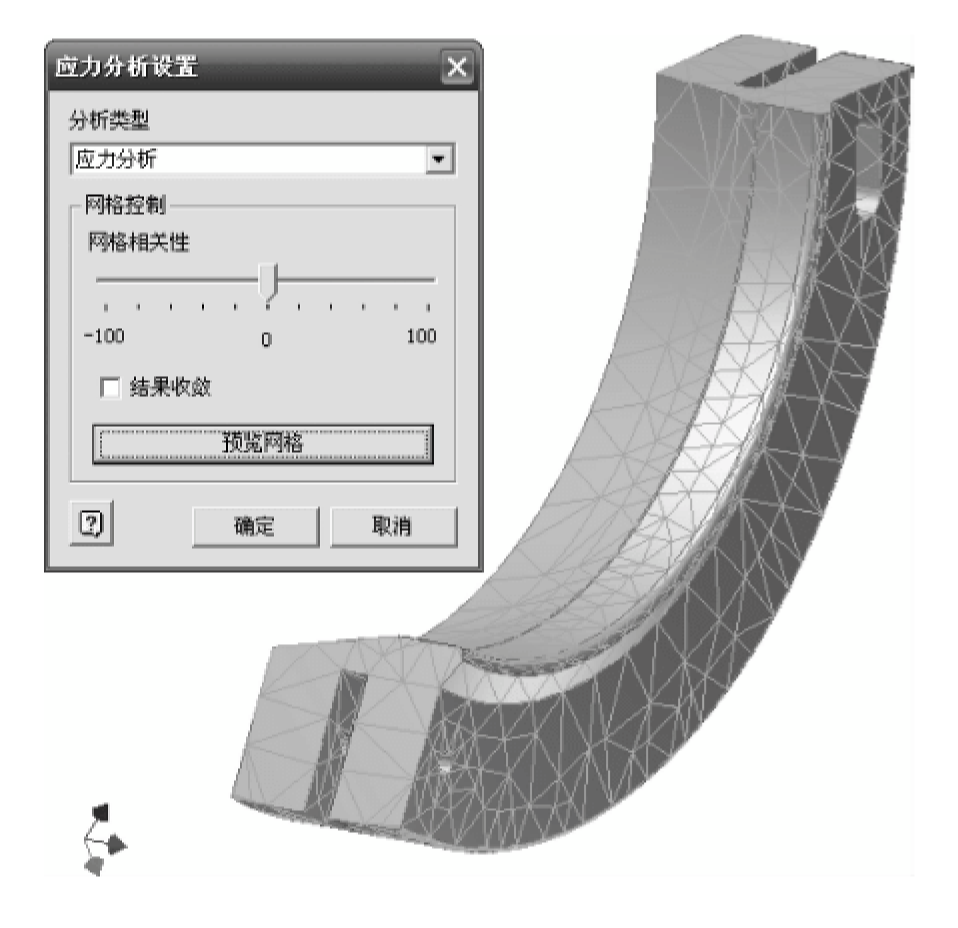
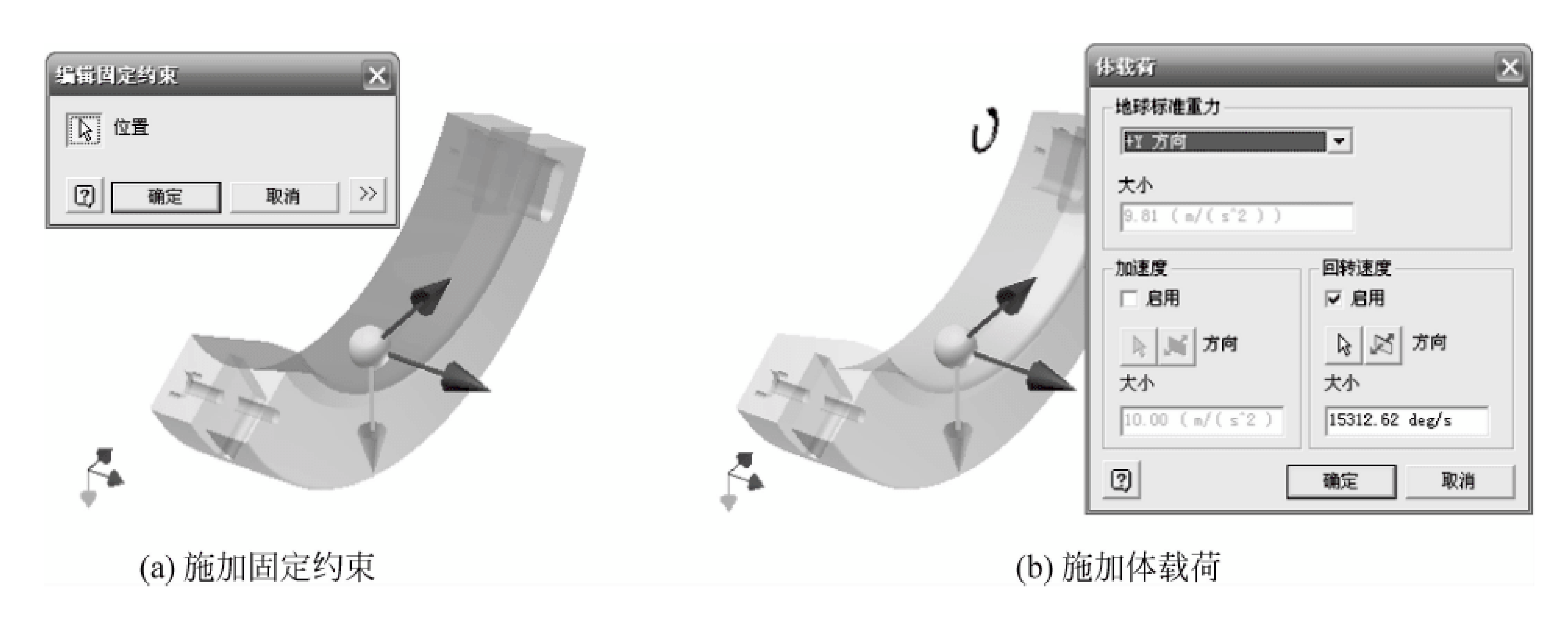


图 5-8　内支撑有限元网格模型

5.2.4 施加约束和载荷

施加约束和载荷是有限元分析中非常重要的环节。为了保证内支撑结构应力分析的准确性，内支撑约束和载荷应该与实际工况保持一致。只有在正确的约束和载荷边界条件下，有限元分析的结果才能够为实际结构设计提供有意义的指导。ANSYS提供的约束和载荷类型主要包括固定约束、销约束、无摩擦约束、惯性载荷(即体载荷，包括重力加速度、回转速度等)、轴承载荷、力载荷、压力载荷、力矩载荷等。

在结构静力学分析中，一般需要根据实际工况来约束模型可能的宏观刚体运动。根据RFT滚动机理分析可知，正常气压下行驶和零压续跑行程中，三块分体内支撑在装卡装置的螺栓预紧力作用下固定于轮辋槽内部，即内支撑相对于轮辋来讲可以认为是“刚性连接的”。因此可将固定约束施加到内支撑与轮辋槽接触的表面上，以限定内支撑基部的自由度。考虑内支撑质量和回转因素，需要添加必要的惯性载荷。惯性载荷主要包括地球引力引起的重力和轮胎转动的惯性力。地球标准重力为9.80665m/s²，其方向根据当前虚拟装配体所在位置选择+Y方向，回转速度大小以车辆最大时速(220km/h)匀速行驶时内支撑的角速度形式定义。图5-9所示为内支撑施加固定约束和体载荷的对话框。

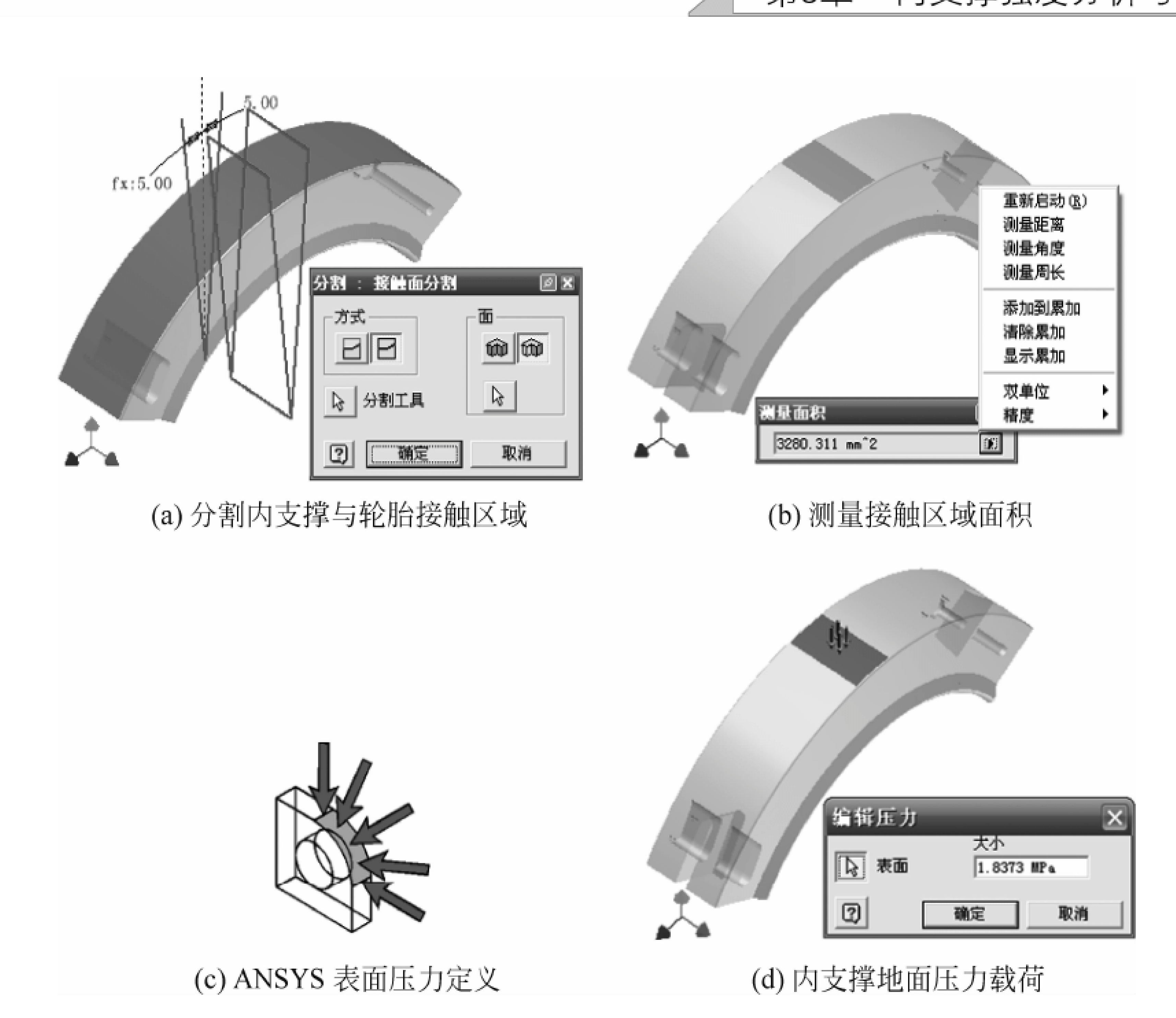


(a) 施加固定约束 (b) 施加体载荷

图5-9 施加固定约束和体载荷

当轮胎爆胎失压后，内支撑接触轮胎，参与支撑车辆载荷，地面通过轮胎传递给内支撑的作用力为6027N(轮胎最大负荷能力为615kg)，该力作用在内支撑包角弧面内。图5-10(a)是利用分割技术获取10°包角弧面，其面积为3280.311mm²(图5-10(b))。由于包角弧面弧段长度较短，该载荷的作用形式可以近似认为是沿弧面均匀分布的表面力，其ANSYS定义是如图5-10(c)所示的表面压力(pressure)，其实质是物理学中压强的概念。经计算内支撑地面载荷压力为1.8373MPa，其作用方向与所选弧面的法向一致，如图5-10(d)所示。

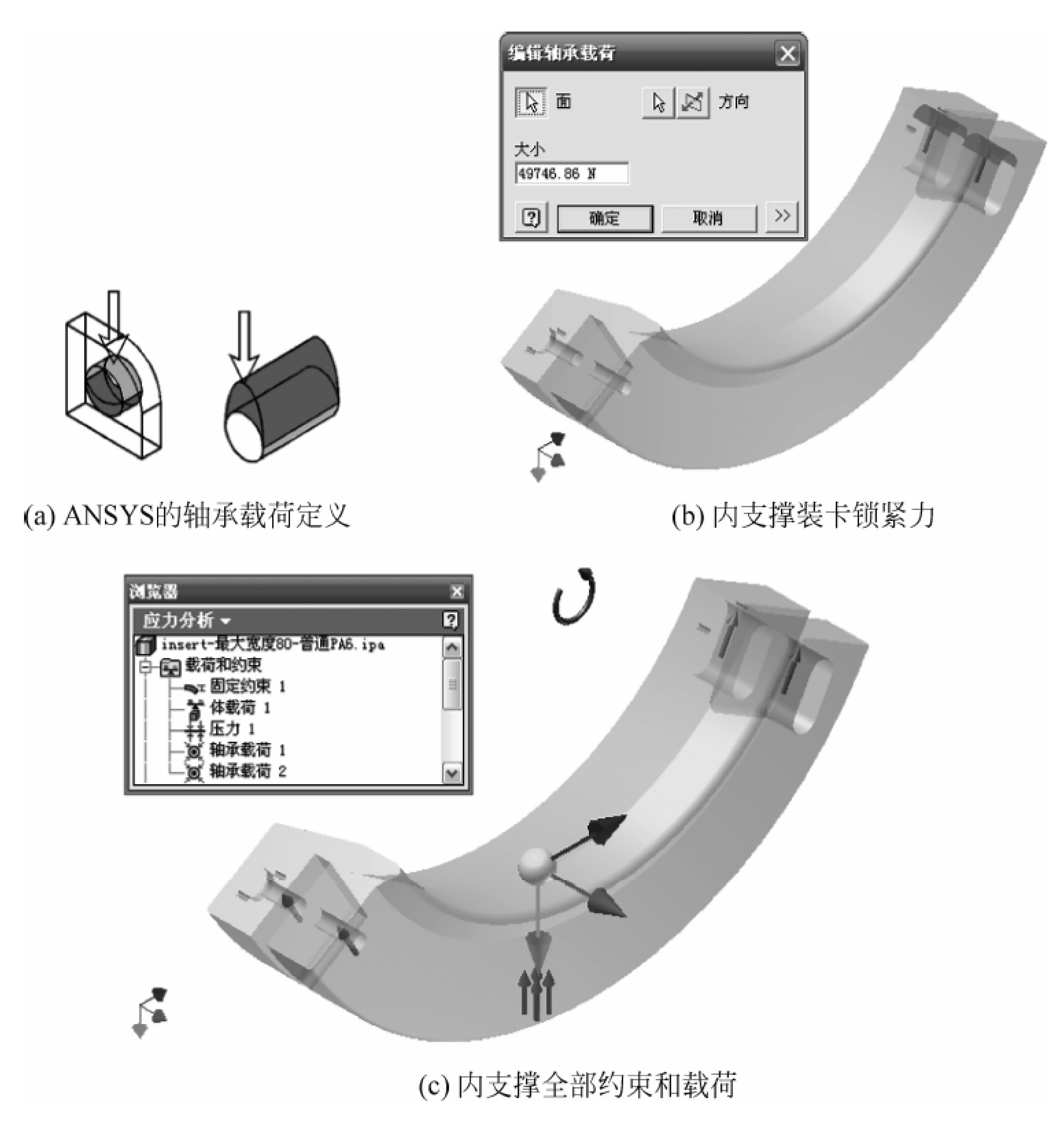
车辆在最高时速行驶时，内支撑分体在离心力作用下不能脱离轮辋而甩出。因此内支撑单体两端沿该点的切向装卡锁紧力应该足够大。根据内支撑在虚拟装配体的当前位置，该力可以沿坐标轴的分力形式施加。因为在装卡设计时，为了防止间隙过大，螺栓孔并没有按照常规螺栓孔设计原则进行设计，而是采用了间隙动配合的方式，其实质是一种轴销与销孔的作用方式。ANSYS对应的力库定义中，这种力叫做轴承载荷(bearing load)，如图5-11(a)所示。因为装卡装置的锁环是沿轮辋边缘切线方向的，所以其拉力方向也是切线方向，该方向也是垂直于内支撑单体端面的，因此锁紧拉力可以用指定垂直面的方法确定其方向，省去



(a) 分割内支撑与轮胎接触区域　(b) 测量接触区域面积

(c) ANSYS 表面压力定义　(d) 内支撑地面压力载荷

图 5-10　施加地面压力载荷



(a) ANSYS的轴承载荷定义　(b) 内支撑装卡锁紧力

(c) 内支撑全部约束和载荷

图 5-11　施加内支撑装卡锁紧力

分力大小的近似计算，比利用分力形式更简单和准确。本例中车辆以最大时速计算得到该力大小为 49746.86276N，图 5-11(b)所示为内支撑锁块孔一端施加装卡锁紧力的位置与方向，另一端情况与之类似。施加全部约束和载荷后的内支撑如图 5-11(c)所示。至此，该内支撑已经构成了一个可以用于结构静力学有限元分析的完整物理模型。

5.2.5 计算求解与结果分析

完成内支撑材料选择，进行了有限元网格划分，并施加了约束和载荷等设置后，即可运行 ANSYS 求解方案进行有限元计算。ANSYS 线性静力求解一般使用两种求解器，即直接稀疏矩阵求解器(EQSLV，SPARSE)和迭代求解器(EQSLV，PCG)。直接稀疏矩阵求解器对包含薄面和细长体的模型求解是很有效的，可以处理任何复杂边界条件的物理模型。迭代求解器在处理大体积的模型时十分有效。

直接稀疏矩阵求解器的基本原理是假如给定线性静力条件为 $\boldsymbol{Ka}=\boldsymbol{F}$，求解器将分解系数矩阵 $\boldsymbol{K}$ 为逆矩阵 $\boldsymbol{K}^{-1}$，从而得到节点位移矢量

$$\boldsymbol{a}=\boldsymbol{K}^{-1}\boldsymbol{F} \tag{5-27}$$

直接稀疏矩阵求解器分解系数矩阵的过程是十分费时的计算过程，但仅需要计算一次即可完成。迭代求解器则通过利用一个前处理矩阵 $\boldsymbol{Q}$ 来实现求解，即求解方程为

$$\boldsymbol{QKa}=\boldsymbol{QF} \tag{5-28}$$

假设前处理矩阵 $\boldsymbol{Q}$ 接近 $\boldsymbol{K}$ 的逆矩阵 $\boldsymbol{K}^{-1}$，即

$$\boldsymbol{Q}=\boldsymbol{K}^{-1} \tag{5-29}$$

把式(5-29)代入式(5-28)中得

$$\boldsymbol{1a}=\boldsymbol{K}^{-1}\boldsymbol{F} \tag{5-30}$$

通常情况下前处理矩阵不是 $\boldsymbol{K}^{-1}$，若 $\boldsymbol{Q}$ 越接近 $\boldsymbol{K}^{-1}$，则预处理效果越好。这一反复的过程是矩阵作乘法运算而不是因式分解，其计算过程比矩阵的倒置运算要快很多，因此当迭代数量不是很多且矩阵良好的情况下，迭代求解器比稀疏矩阵求解器更为有效。AIP 的 ANSYS 求解器是系统自动选择的直接求解器，图 5-12 所示为 AIP 系统中运行内支撑 ANSYS 求解方案的计算过程，可以通过单击“停止方案”按钮随时中止计算过程。



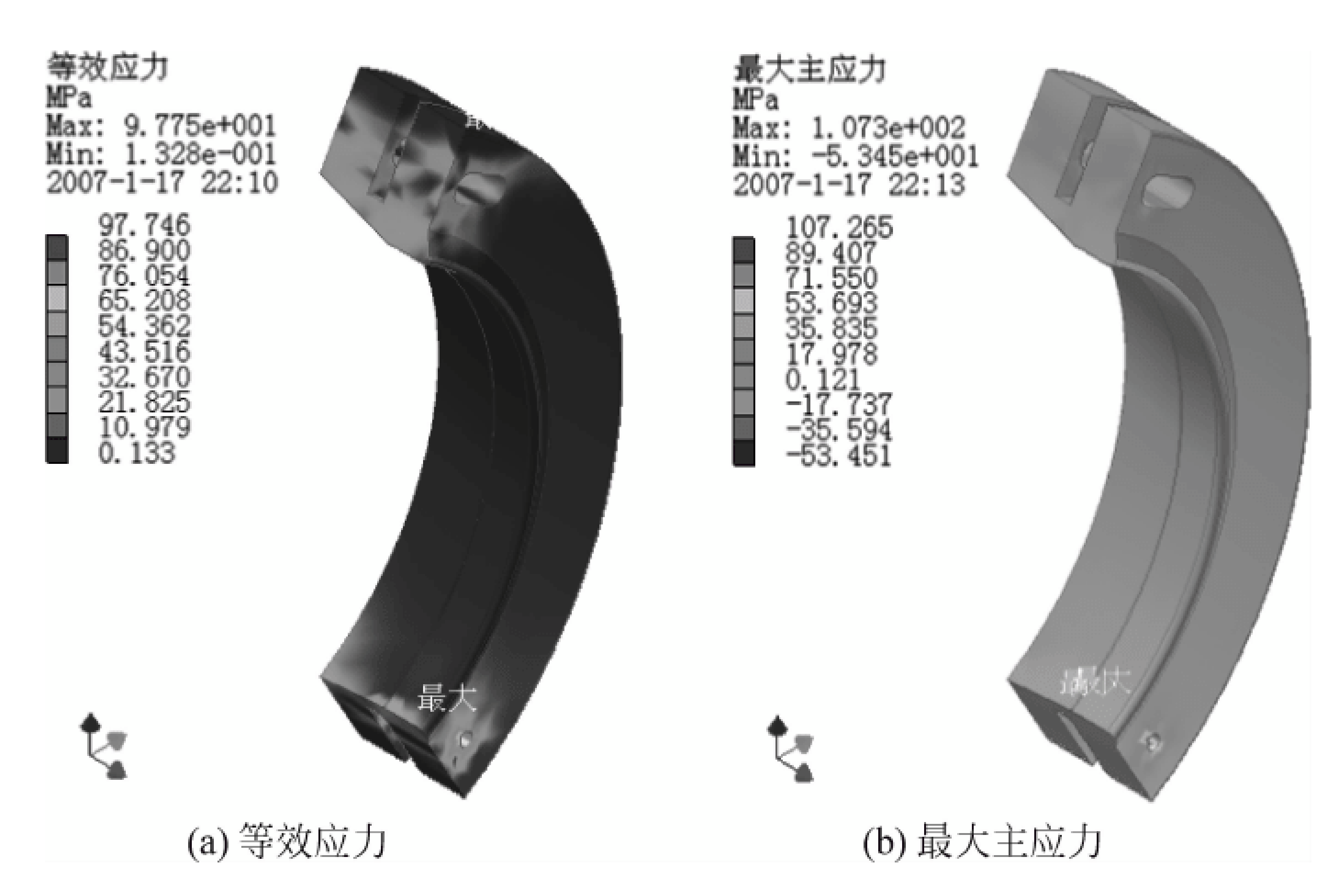
图 5-12　运行 ANSYS 求解方案

ANSYS 计算结束后，可以得到反映内支撑结构强度的三维应力云图，在 AIP 中直接获得的应力云图包括等效应力、最大主应力和最小主应力。根据弹性力学基础理论可知，应力张量可以旋转成只显示法向应力的形式，即三个主应力分量：$\sigma_1 \geqslant \sigma_2 \geqslant \sigma_3$。三个主应力的值是带有方向的，其方向相对于一个实体结构来讲表现为多个方向上，表示这些多方向应力的常用方法是将这些应力概括为一个等效应力 σ_e，即

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \tag{5-31}$$

式中，σ_1、σ_2、σ_3——三个法向主应力。

式(5-31)所描述的等效应力准则广泛适用于韧性材料的分析中。在利用单轴晶体的拉伸试验试件测定材料屈服强度和应力-应变关系时，往往需要一个涉及单轴晶体数据到应力状态的方法，等效应力就是一种利用不变标量来实现这一目的的普遍应用。除了等效应力准则外，ANSYS 还提供了最大拉应力准则和 Mohr-Coulomb 准则等，它们主要适用于脆性材料。RFT 内支撑的备选材料为典型的韧性工程塑料，采用等效应力准则能够准确评估其结构强度。图 5-13 所示为内支撑材料为 PA66 时，在最大装卡锁紧力和地面反作用力联合作用下内支撑等效应力和最大主应力云图（未变形显示）。



(a) 等效应力　　(b) 最大主应力

图 5-13　内支撑三维结构应力云图

由图 5-13 可以看出，内支撑应力集中区域主要是在内支撑两端的装卡锁紧部位。最大等效应力和最大主应力指示点均出现在螺栓销孔处。模型在应力状态下的总变形可以用一个标量来显示，即

$$U_t = \sqrt{U_x^2 + U_y^2 + U_z^2} \tag{5-32}$$

式中，U_t——总变形量；

U_x——x 方向的变形量；

U_y——y 方向的变形量；

U_z——z 方向的变形量。

式(5-32)所描述的变形实际上是内支撑体内任意一点由原来位置发生的位移。位移本身是一个矢量，变形的大小即位移矢量的值是一个标量。该标量值显示在图形窗口中，其最大的变形值也标出在颜色栏上。可以用实际大小来显示，也可以用放大倍数的形式来显

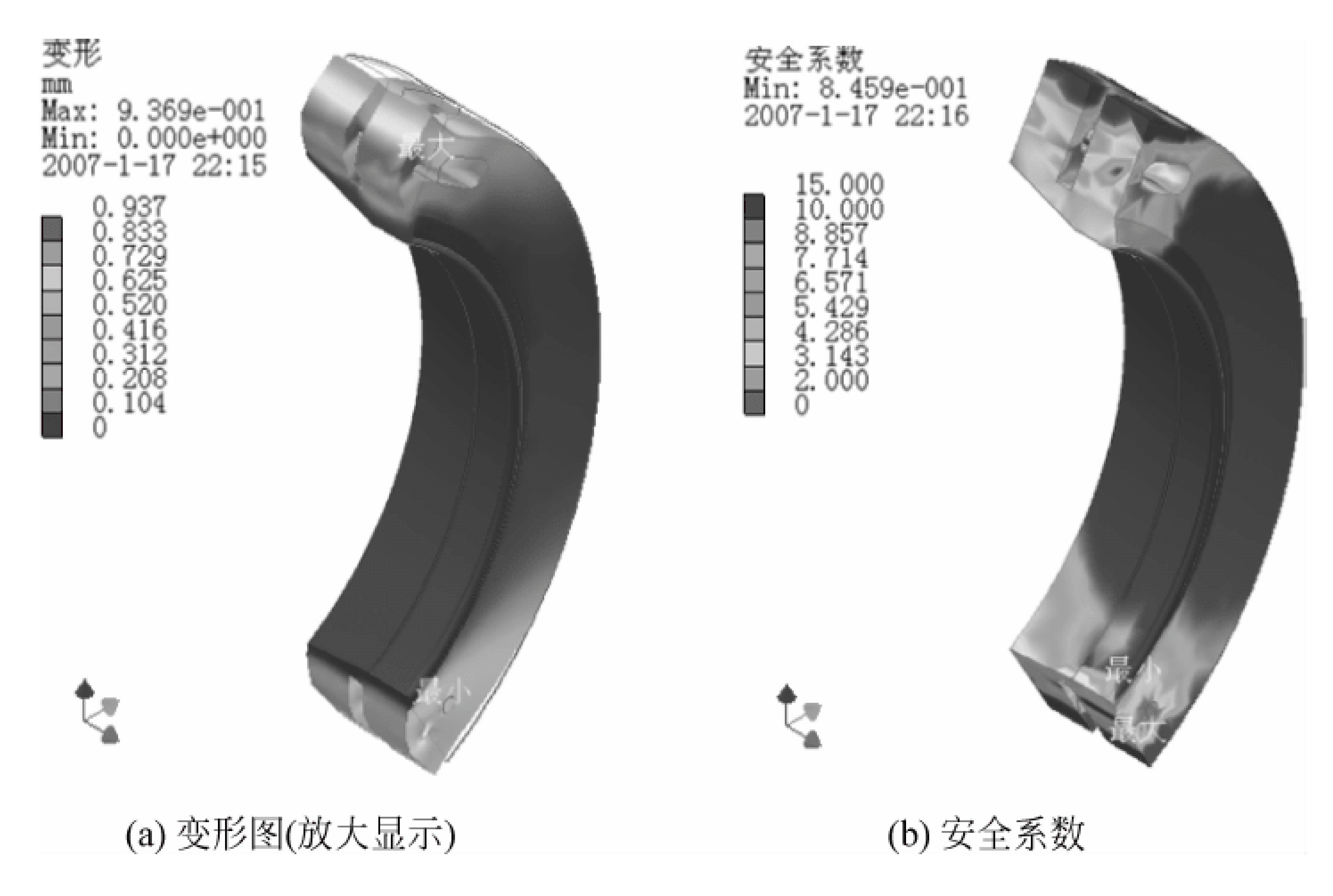
示。图 5-14(a)所示为内支撑材料为 PA66 时，在最大载荷边界条件下的放大显示变形图，不代表内支撑的实际变形程度。因为应力是一个张量，仅从应力分量和变形中很难估算出系统的响应，所以在评估设计时还通常利用安全系数标量来直观地判断材料是否发生永久变形。一般应用最大等效应力失效原理来计算得出安全系数 k，即

$$k=\frac{[\sigma]}{\sigma_e} \tag{5-33}$$

式中，$[\sigma]$——材料最大许用应力；

σ_e——等效应力。

只有安全系数 k 大于 1 的设计才可以被接受，而一般根据实际工况条件或工作环境，将安全系数控制在 1.5～5。图 5-14(b)所示为内支撑材料为 PA66 时，最大载荷边界条件下的安全系数云图。表 5-2 列出了内支撑材料为 PA66 时三维结构应力分析计算结果。



(a) 变形图(放大显示)　　(b) 安全系数

图 5-14　内支撑的安全程度

表 5-2　内支撑初始设计三维结构应力计算结果

名　　称	最　小　值	最　大　值
等效应力/MPa	0.133	97.746
最大主应力/MPa	−53.451	107.265
最小主应力/MPa	−105.650	20.762
变形/mm	0.000	0.937
安全系数	0.846	—

由表 5-2 可知，内支撑安全系数最小值为 0.846，意味着内支撑有些部位将存在某些永久变形。结合图 5-14(a)的变形图可知，此永久变形发生在内支撑两端装卡槽部位。图 5-14(b)也显示了内支撑安全系数较低的区域，主要集中在内支撑两端装卡部位，安全系数小于 1 的集中区域在螺栓销孔和锁块孔附近。

根据上述分析可知，在车辆零压续跑行程中，内支撑随车轮转动而循环地受到地面的反作用力，加之一直存在的离心作用，装卡锁紧部位的锁块孔或螺栓销孔是被拉裂而失效的危险区域，进而导致 RFT 过早失去续跑能力。另外，内支撑主体部位等效应力没有超过 10MPa，而安全系数高达 10 以上(最大值为 15)，说明内支撑主体部位需要在不影响主体强

度的前提下减少内支撑材料，以获得较轻的内支撑结构。

5.2.6 材料对内支撑强度的影响

上述分析中内支撑为AIP默认工程塑料PA66材料，在表5-1中还列出了其他4种尼龙类工程塑料材料。若不改变内支撑几何模型的尺寸大小、约束位置与载荷大小等边界条件，仅更换内支撑的材料属性，然后运行ANSYS有限元求解方案，就可以预测分析不同材料对内支撑强度的影响情况，为适合于内支撑性能要求的理想材料设计提供参考依据。表5-3所示为取不同材料时内支撑的三维结构应力计算结果。

表5-3　不同材料相同边界条件下内支撑结构应力计算结果

材料代号	等效应力/MPa		最大主应力/MPa		最小主应力/MPa	
	最小值	最大值	最小值	最大值	最小值	最大值
A	0.137	100.323	−56.020	107.985	−104.448	18.594
B	0.133	97.746	−53.445	107.261	−105.650	20.762
C	0.141	97.657	−53.215	107.144	−105.560	20.728
D	0.138	97.685	−53.290	107.182	−105.589	20.739
E	0.133	97.741	−53.438	107.258	−105.647	20.761

由表5-3的数据不难看出，当内支撑几何模型及其边界条件不变时，不同材料的内支撑三维结构应力的大小变化不是很大。但是由于不同材料的极限拉伸强度是不相同的，即使在相同结构、相同载荷的情况下，它们的安全程度也不相同。图5-15是上述材料的内支撑变形情况和安全系数的对比。

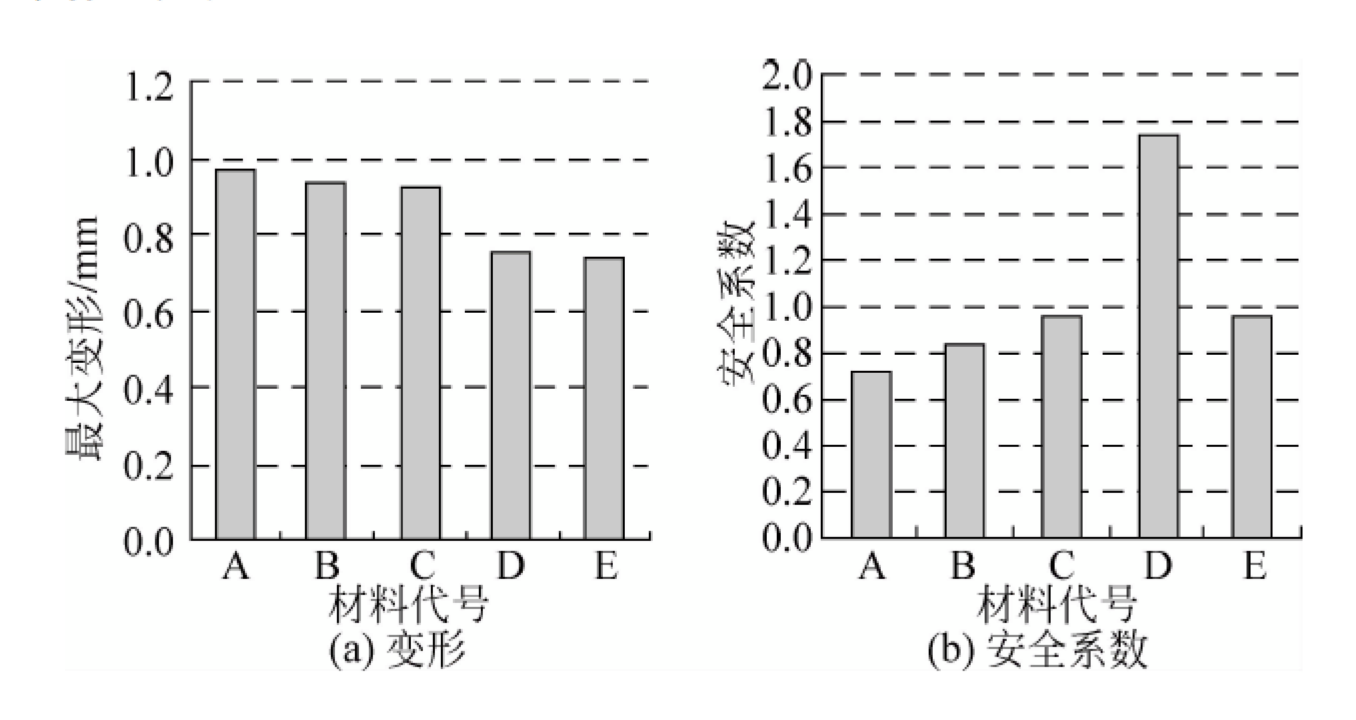


图5-15　相同载荷不同材料的内支撑安全程度

由图5-15(a)可知，所列材料的内支撑在相同边界条件下，普通PA6、PA66和高岭土增强PA6(材料A、B和C)变形程度较大，玻璃纤维增强PA6和PA6/蒙脱土纳米复合材料(材料D和E)变形较小。从数值上看，所有材料的变形量实际差别不是很大。根据图5-15(b)所示的安全系数可知，玻璃纤维增强PA6材料(材料D)的内支撑安全程度最高(1.74)，高岭土增强PA6和PA6/蒙脱土纳米复合材料(材料C和E)的内支撑安全系数接近1。这是改性或增强PA6材料的极限拉伸强度提高而出现的必然结果，说明玻璃纤维增强和纳米改性等对提高内支撑材料性能是很有帮助的。

上述计算结果是在内支撑载荷边界条件不变的情况下得到的，但由于内支撑材料密度的不同，导致内支撑质量发生变化。同一个内支撑几何模型体积不会改变，密度越大的材料

内支撑质量越大，则需要平衡离心作用的向心力也就越大，根据式(3-43)计算，可得到如表 5-4 所列数据。因此，使用不同材料制造内支撑，其装卡的理论锁紧力是不同的。

表 5-4　不同材料的内支撑物理模型

材料代号	内支撑体积 /10^6 mm^3	内支撑质量 /kg	理论离心力 /10^4 N	最大地面载荷 /MPa	最大理论锁紧力 /10^4 N
A	2.330	2.633	8.626	1.837	4.978
B	2.330	2.656	8.701	1.837	5.022
C	2.330	3.448	11.295	1.837	6.519
D	2.330	3.169	10.381	1.837	5.992
E	2.330	2.679	8.776	1.837	5.065

表 5-4 的理论锁紧力实际上是内支撑在使用不同材料时对应的最大载荷边界条件，在这种最大载荷边界条件下运行 ANSYS 有限元求解方案，可以获得在使用不同材料时更加准确的内支撑结构应力状态。表 5-5 列出了考虑不同材料实际质量所需要的最大装卡锁紧力情况下，内支撑三维结构应力计算结果。

表 5-5　不同材料对应边界条件下内支撑结构应力计算结果

材料代号	等效应力/MPa		最大主应力/MPa		最小主应力/MPa	
	最小值	最大值	最小值	最大值	最小值	最大值
A	0.137	100.400	−46.060	108.067	−104.528	18.608
B	0.133	97.746	−53.445	107.261	−105.650	20.762
C	0.174	128.096	−70.050	140.571	−138.460	27.210
D	0.160	117.732	−64.382	129.198	−127.257	25.008
E	0.135	99.529	−540427	109.222	−107.580	21.141

由表 5-5 可以看出，在对应最大装卡锁紧力的情况下，同一几何尺寸不同材料的内支撑三维结构应力计算结果与表 5-3 所列的数据有一定差距。其中高岭土增强 PA6(材料 C)内支撑的等效应力和最大主应力数值最大，玻璃纤维增强的 PA 材料(材料 D)次之，普通 PA6、PA66 和 PA6/蒙脱土纳米复合材料(材料 A、材料 B 和材料 E)较小。为了更加直观地分析不同材料的内支撑在与之相对应的最大载荷边界条件下的安全程度，同样获得它们的变形情况和安全系数对比如图 5-16 所示。

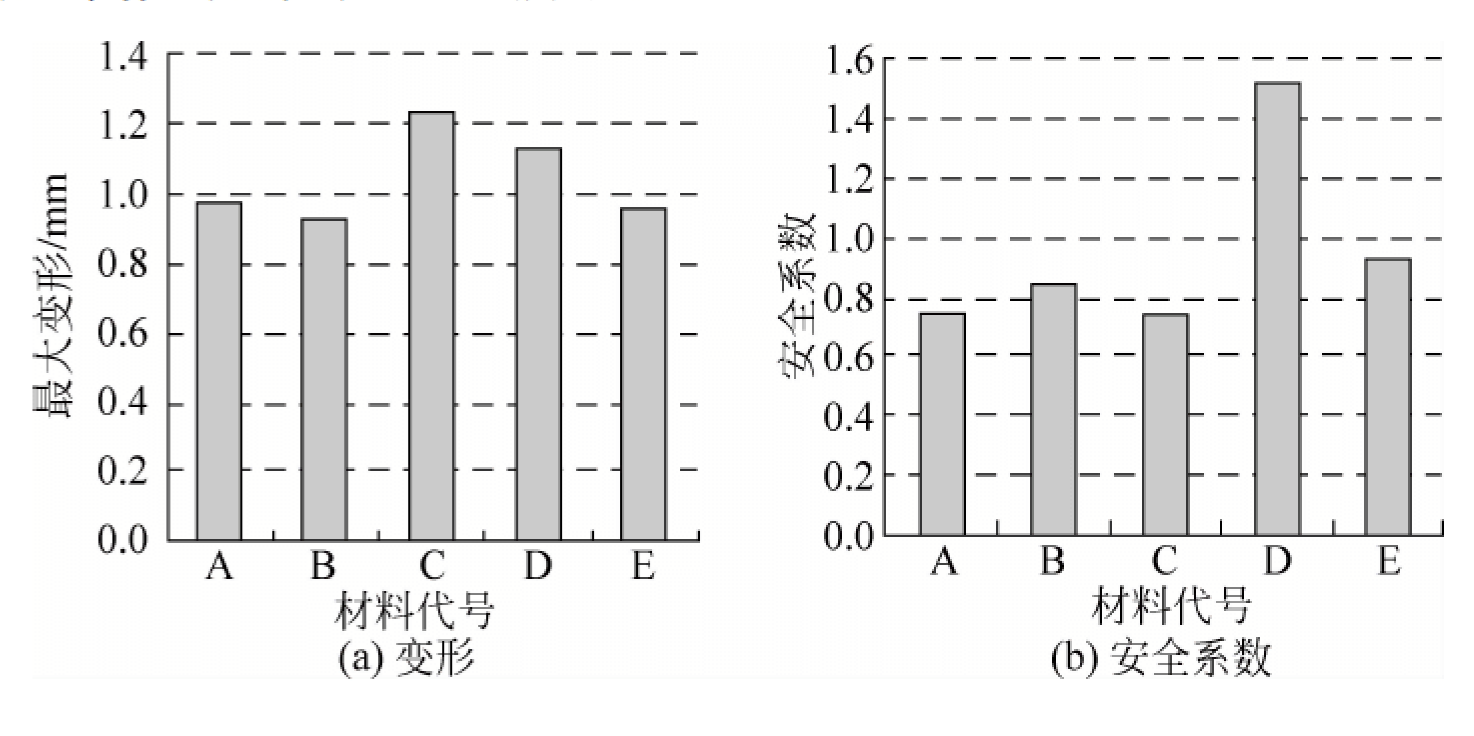


图 5-16　不同材料对应载荷的内支撑安全程度

由图 5-16 可以看出，在不同内支撑材料对应的最大载荷作用下，高岭土增强的 PA6(材料 C)内支撑的变形程度最大，安全系数最小。玻璃纤维增强 PA6(材料 D)内支撑的安全系数最大，但其变形也很大。PA6、PA66 和 PA6/蒙脱土纳米复合材料(材料 A、B 和 E)内支撑的变形都较小，PA6/蒙脱土纳米复合材料的安全系数偏高一些。

以上分析都是在内支撑初始设计模型的基础上展开的，根据有限元计算结果还可以看出，除了玻璃纤维增强的 PA6 材料之外，其他几种材料的安全系数都在 1 附近但偏低，说明内支撑安全程度均不够。结合 5.2.5 节对 PA66 内支撑结构应力分析结果可知，不论采用何种材料，内支撑薄弱环节(两端装卡槽部位)还需要加强，材料浪费部位(中间内支撑主体)需要减重。

5.3　内支撑三维结构拓扑优化

5.3.1　结构拓扑优化的基本原理

结构优化研究分为三个层面：尺寸优化(sizing optimization)、形状优化(shape optimization)和拓扑优化(topology optimization)。相对于前两种优化，结构拓扑优化能从根本上改变结构的拓扑，更能体现真正意义上的结构最优设计。但结构拓扑优化设计比较困难，被公认为结构优化领域中最具挑战性的课题，在工程设计中尚处在探索性的阶段。结构拓扑优化研究一般认为是从 1904 年 Michell 提出的 Michell 桁架理论开始的。后来 Cox、Hemp、Rozvany 等人分别对 Michell 桁架理论进行了进一步研究和修正，建立了多工况以及应力和位移组合约束情况的优化准则。1964 年 Dorn 等人将数值理论引入拓扑优化领域，提出了基结构法(ground structure approach)。其思想是建立由结构节点、荷载作用点和支撑点组成的节点集合，集合中所有节点之间用杆件相连，应用数学规划法或优化准则法，按照某种规则或约束，将一些不必要的杆件从基结构中删除。近年来一些适合于并行计算且对函数性态要求较低的全局搜索算法——如遗传算法(GA)、神经元网络算法和模拟退火算法(SA)等开始应用于拓扑优化设计中。

拓扑优化的目标是在满足给定的实际约束条件下(如减少材料或体积等)需要极大或极小的参数，通常采用的目标函数是结构柔度能量极小化和基频最大化等，因此拓扑优化的原理是在满足结构体积缩减量的条件下使结构的变形能极小化。目前结构拓扑优化的主要研究对象是连续体结构。优化的基本方法是将设计区域划分为有限单元，依据一定的算法删除部分区域，形成带孔的连续体，实现连续体的拓扑优化。连续体结构拓扑优化方法目前比较成熟的是均匀化方法(homogenization method)、变密度方法(artificial materials)和渐进结构优化方法(evolutionary structural optimization)。下面以均匀化方法说明拓扑优化的基本原理。

均匀化方法是连续体结构拓扑优化中最常用的一种材料描述方法。其基本思想是在拓扑结构的材料中引入如图 5-17(a)所示带有孔洞的微结构，给定的设计区域 Ω 被 N_e 个该微结构所离散，则整个设计区域的质量 W 可以表达为

$$\begin{cases} W = \sum_{i=1}^{N_e} \Omega_s \rho_s \\ \Omega_s = \int_{\Omega} (1-\Omega_i)\,\mathrm{d}\Omega = \int_{\Omega} (1-ab)\,\mathrm{d}\Omega \end{cases} \tag{5-34}$$

式中，W——设计区域总质量；

Ω——设计区域；

Ω_s——实体区域；

Ω_i——孔洞区域；

ρ_s——材料密度；

N_e——微结构数量；

a、b——微结构参数，$0\leqslant a\leqslant 1$，$0\leqslant b\leqslant 1$。

将微结构孔洞区域大小 Ω_i 作为设计变量，W 为目标函数，则拓扑优化的数学模型为

$$\begin{cases}\min W(x)=\min\sum_{i=1}^{N_e}(1-\Omega_i)\rho_s \\ g_i\leqslant 0\end{cases} \tag{5-35}$$

约束条件 g_i 可以考虑应力约束和稳定约束。微结构的形式和参数决定了材料的弹性和密度等宏观属性，如用于层状材料拓扑优化设计中可以选用如图 5-17(b)所示的微结构形式。因为优化过程中以微结构尺寸作为拓扑设计变量，以微结构尺寸的消长实现微结构的增删，并产生由中间尺寸微结构构成的新材料，以拓展设计空间，实现结构拓扑优化模型与尺寸优化模型的统一和连续。

ANSYS 拓扑优化是自动将材料分布作为优化参数的，需要定义几何结构、有限元模型、载荷与边界条件等，然后定义优化的目标函数。由内支撑三维结构应力初步预测分析的结果可以看出，近似矩形断面的内支撑主体部分材料有所浪费。另外由 3.5 节轮胎安装工艺可知，内支撑必须具有装胎环槽。在去除材料和设计环槽之前，可以利用 ANSYS 拓扑优化技术，预测其形状改变结果，以指导改进设计。图 5-18 所示为基于 ANSYS 内支撑结构形状拓扑优化流程。

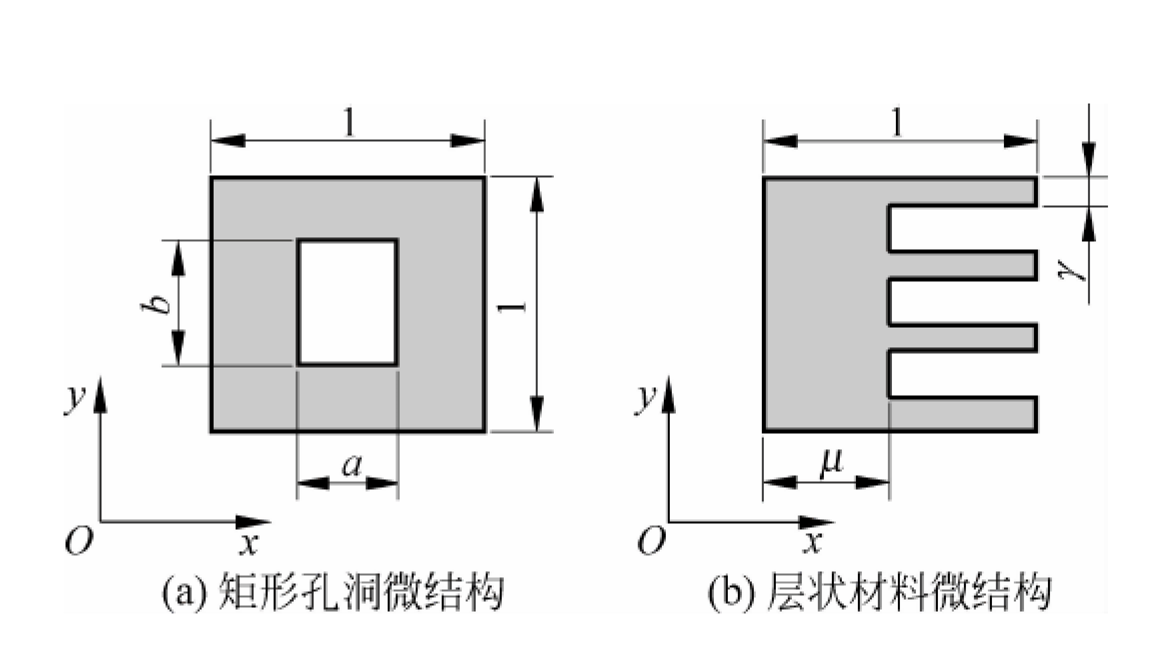


图 5-17 拓扑优化中的微结构

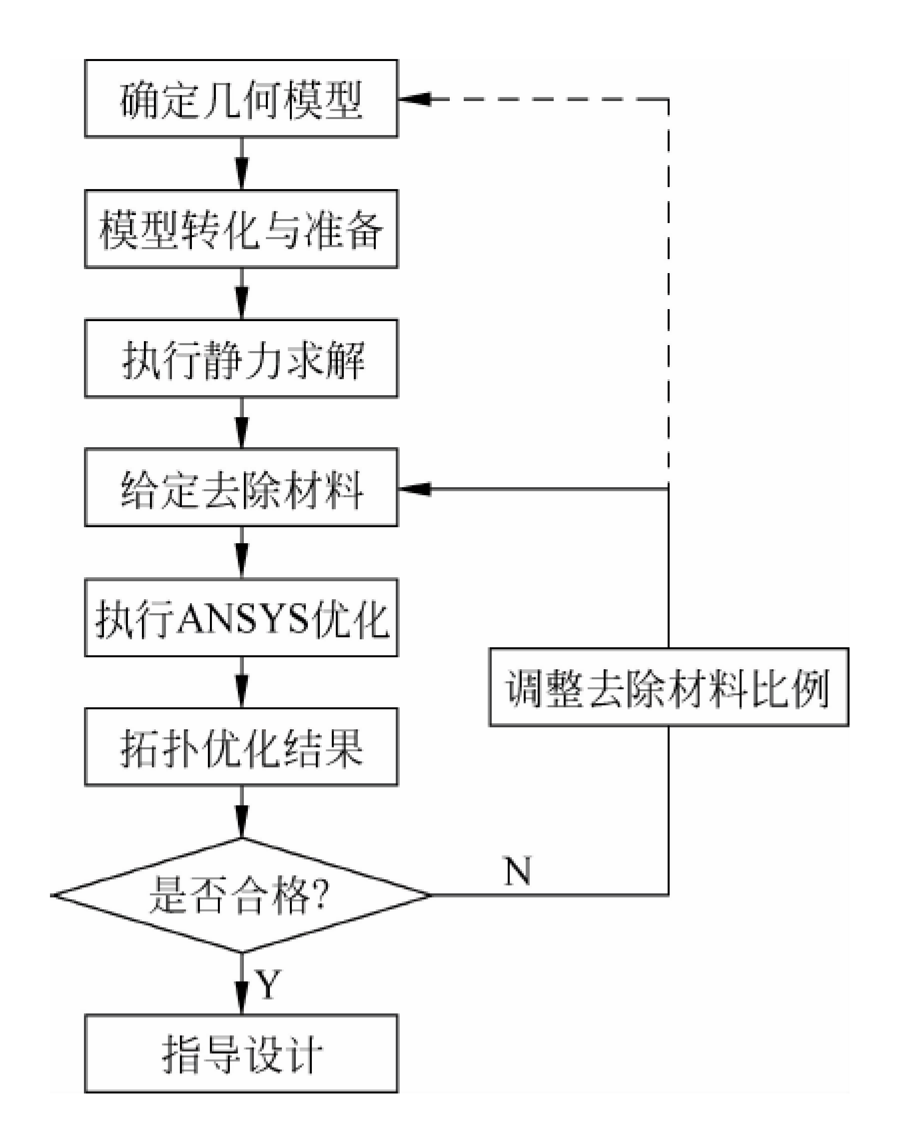
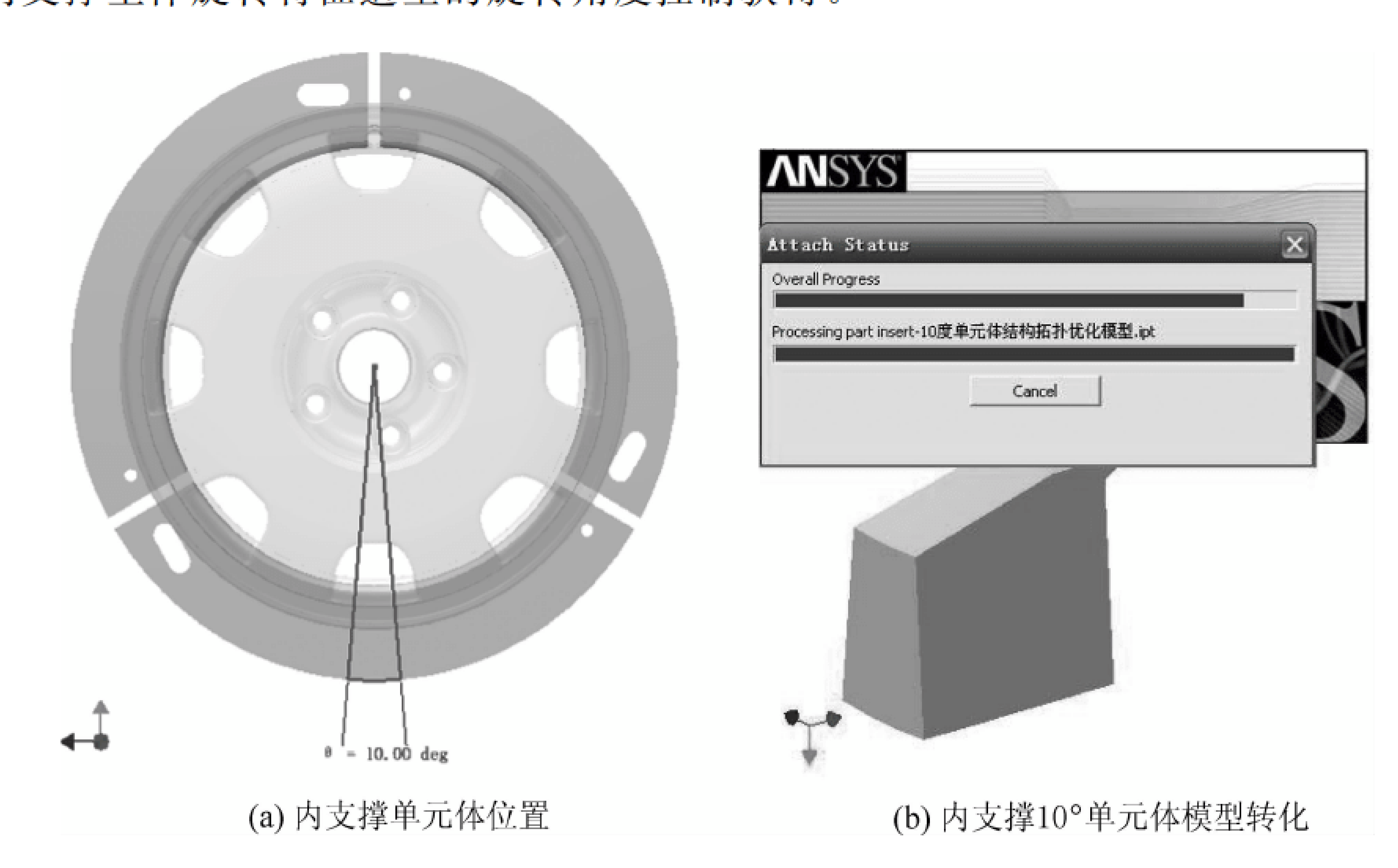


图 5-18 内支撑结构形状拓扑优化流程

5.3.2　内支撑拓扑优化单元体选择

当轮胎爆胎后，三体内支撑只有其中之一接触到轮胎，且接触部位为内支撑外环面的一部分，即 2.1.2 节和 2.2.3 节中所述的“包角”位置，选择 10°内支撑单元体进行其形状拓扑优化，如图 5-19(a)所示。该单元体可以基于内支撑的单体利用实体分割技术获得，也可以通过内支撑主体旋转特征造型的旋转角度控制获得。



(a) 内支撑单元体位置　　(b) 内支撑10°单元体模型转化

图 5-19　内支撑拓扑优化单元体选择

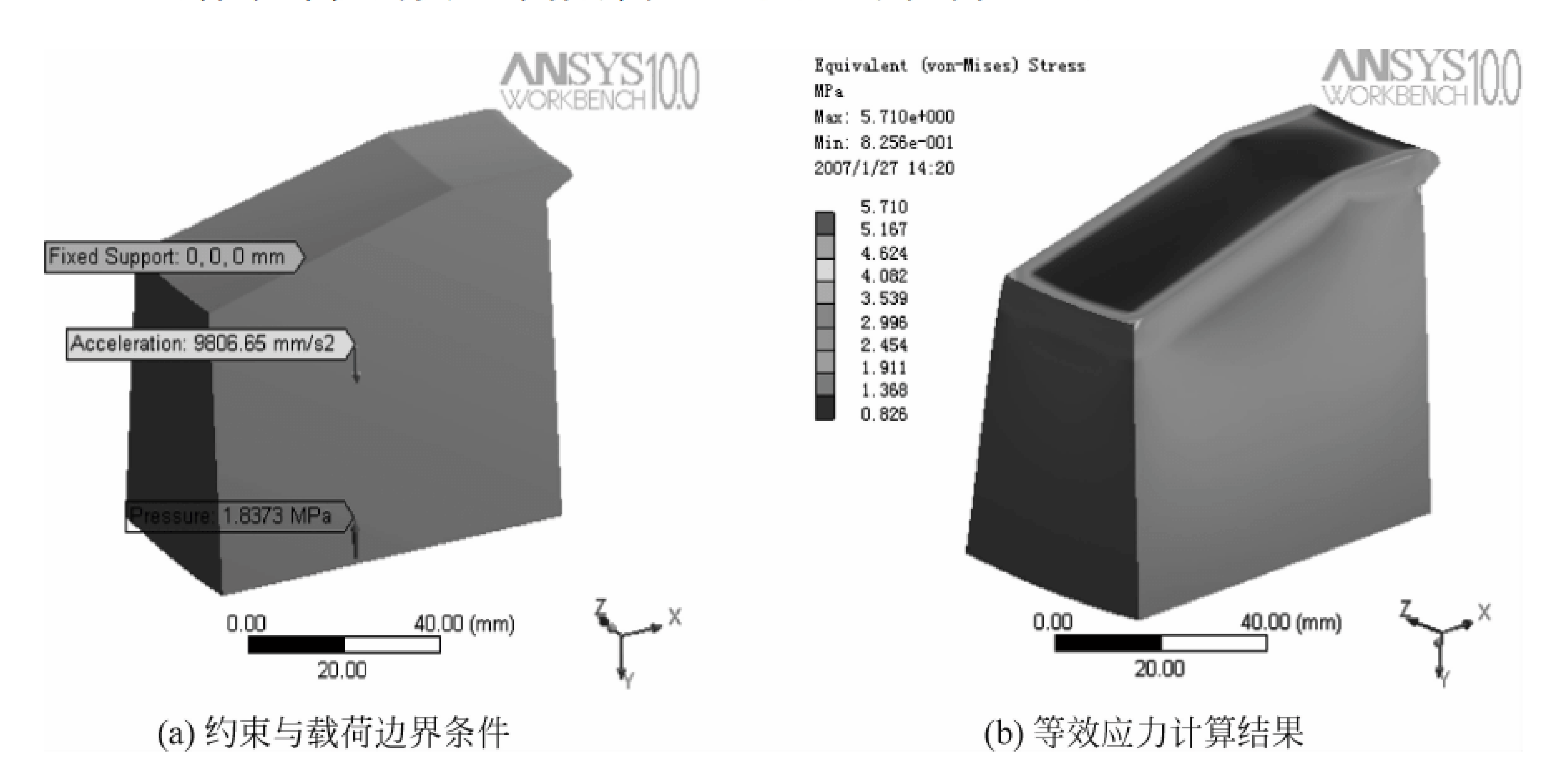
集成到 AIP 系统的 ANSYS 有限元分析模块是一个很简单的模块，只能对一个线性结构进行基本的应力和模态分析，而更多的分析需求会超出该模块的分析能力，需要利用 ANSYS Workbench 专业有限元分析系统进行分析。可以把当前携带工程数据信息和初步分析信息的 CAD 模型通过 ANSYS 接口输出到一个专用数据库文件(*.dsdb)中，该文件可以被 ANSYS Workbench 系统接收数据。也可以直接通过 ANSYS 的 Simulation 接口，在 AIP 环境中进入 ANSYS Workbench 环境，实现模型数据的共享。图 5-19(b)所示为内支撑 10°单元体通过 Simulation 接口实现拓扑优化几何模型数据传输，转化到 ANSYS Workbench 环境中使用的单位制与 AIP 保持一致，即 Metric(mm,kg,N,℃,s)。

拓扑优化主要要求材料的杨氏模量和泊松比，如果需要施加速度或其他惯性载荷，材料密度也是必需的。由于单元体是基于内支撑零件产生的，不但携带了 AIP 中定义的几何参数，其材料特性也继承了内支撑三维结构应力初步预测分析时材料的一切属性，但其质量已经不是内支撑单体的质量，而为该单元体的实际质量，通过该单元体 AIP 中 CAD 模型的 iProperties 物理属性查询，材料为 PA66，体积为 $2.07923\times10^{5}\,mm^{3}$，质量为 $2.34953\times10^{-1}\,kg$。当然在 AWE 环境可以重新定义其材料属性。

5.3.3　内支撑单元体约束与载荷

与三维结构静力分析类似，内支撑与轮辋的接触部位应该施加固定约束，以限制其基部移动自由度。内支撑地球标准重力方向根据当前位置仍然选择+Y 方向。用于拓扑优化的内支撑 10°单元体恰好是内支撑接触轮胎的一段实体，可以直接在与轮胎接触弧面施加载

荷，载荷大小同样取轮胎最大负载 615kg，以表面压力的形式施加。图 5-20(a)所示是内支撑单元体约束和载荷边界条件。首先采用默认网格控制 0 进行网格划分，进行 ANSYS 求解计算，获得内支撑 10°单元体的结构应力。图 5-20(b)所示为 10°单元体执行 ANSYS 结构应力求解方案后得到的等效应力图，根据其颜色和数据显示可知，此单元体等效应力最大值是 5.532MPa，各个部位的安全系数都在 10 以上(最大为 15)。



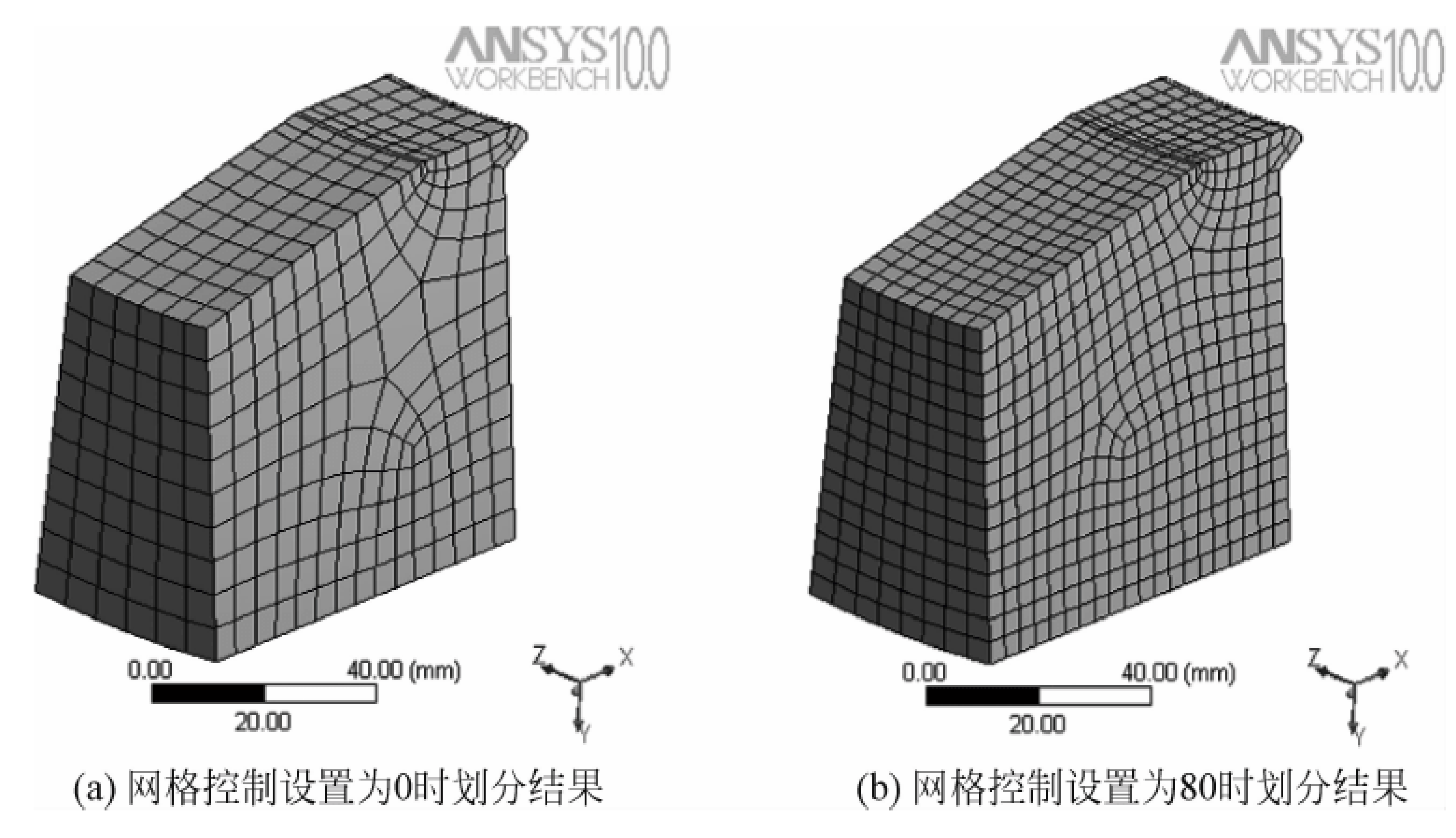
(a) 约束与载荷边界条件　　(b) 等效应力计算结果

图 5-20　内支撑 10°单元体载荷边界条件与等效应力

实际上，上述约束与载荷下的内支撑单元体完全继承了 AIP 环境中内支撑 CAD 模型的所有属性。因为内支撑 10°单元体取自内支撑主体部位，各个部位的安全系数偏大，与 5.2 节中完整的内支撑三维结构初步静力分析的结果是一致的。

5.3.4　内支撑单元体有限元网格划分

采用系统默认网格控制设置 0 进行拓扑优化，由于网格较大，优化结果拓扑结构粗糙，因此可以尝试利用较细的网格来划分。图 5-21 所示为内支撑 10°单元体网格控制设置为 0 和 80 时的对比。网格控制设置为 0 时，该单元体共有 5021 个节点和 984 个单元。网格控制设置为 80 时，单元体节点数增加到 12782 个，单元数目增加到 2680 个。可以看出，网格控制设置为 80 时，得到的单元数量较多，网格细密，分布更均匀。

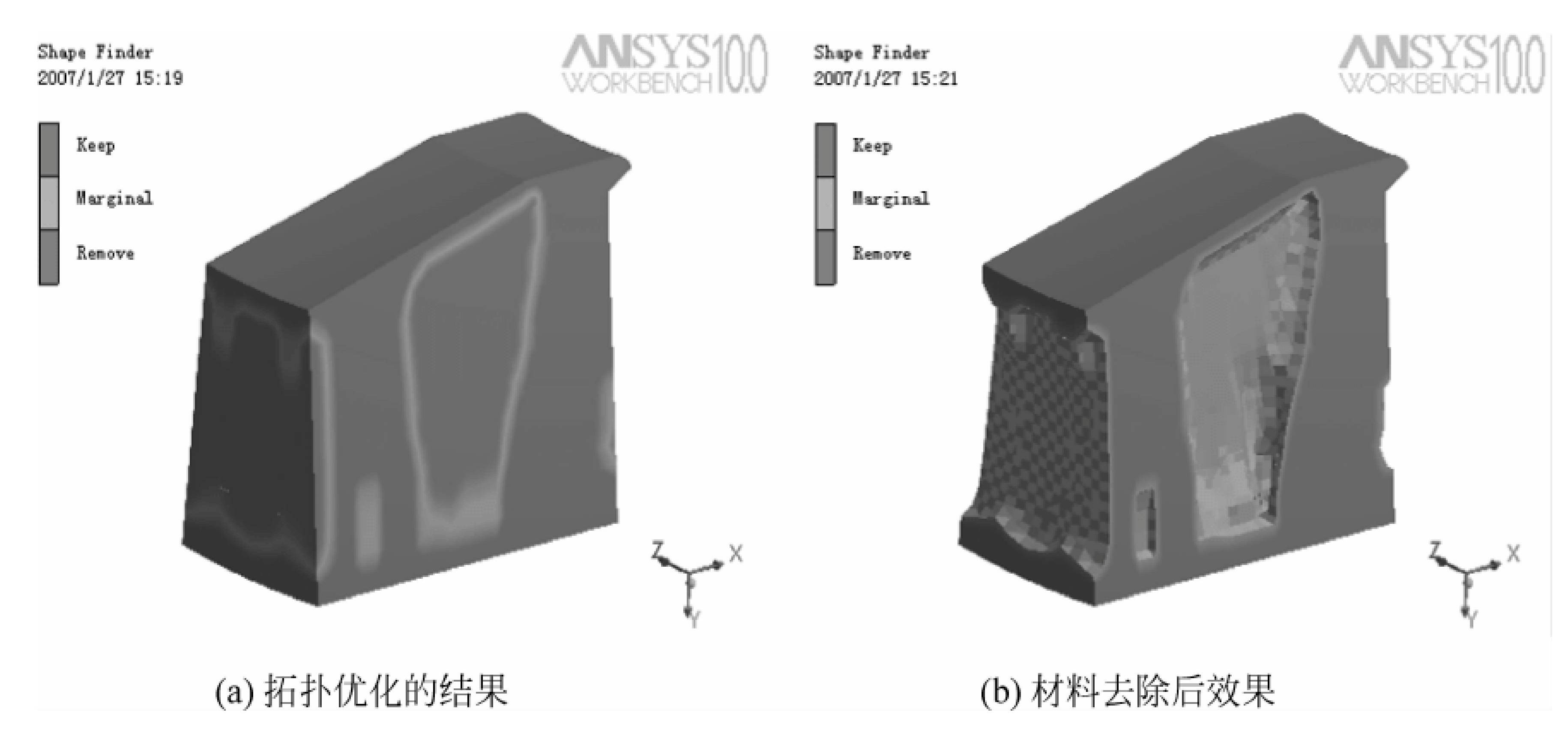


(a) 网格控制设置为0时划分结果　　(b) 网格控制设置为80时划分结果

图 5-21　内支撑 10°单元体网格划分结果

5.3.5 内支撑单元体结构拓扑优化结果

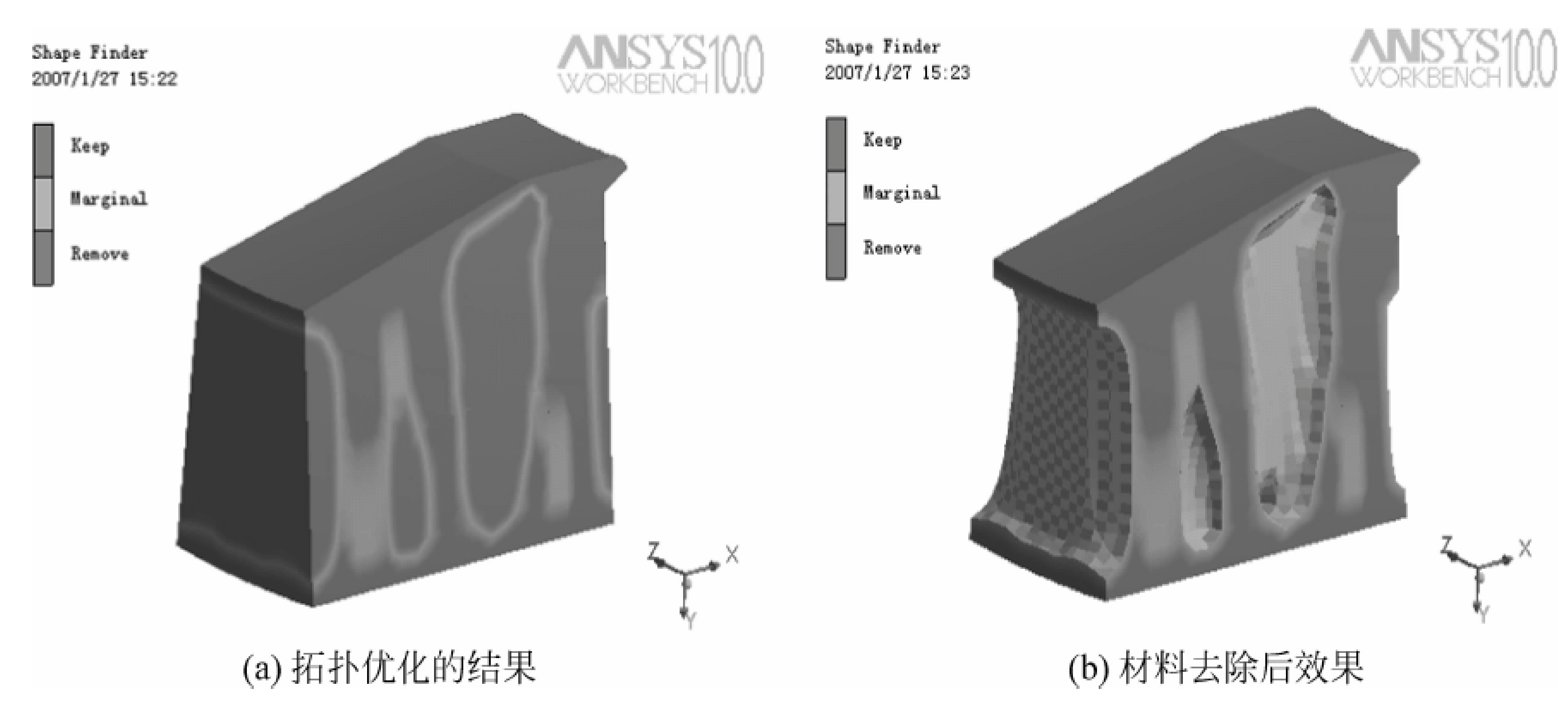
定义了材料属性、施加了约束与载荷、划分了网格的内支撑 10°单元体构成一个可以用于结构拓扑优化的完整物理模型。ANSYS 提供的结构拓扑优化是基于结构静力的最大静态刚度拓扑优化设计，在拓扑优化循环过程中必须进行线性结构静力分析，但并不需要真正进入 ANSYS 静力分析求解器，程序会自动执行相应的静力求解计算，最终直接提供拓扑优化后的模型结构。执行 ANSYS 拓扑优化求解需要预先定义去除的材料百分比，即根据实际工程约束条件和初步结构静力分析的结果，明确指定去除材料占模型材料总量的比例。如果不能一次确定去除的材料量，可以按照去除材料由少到多的渐进原则，依次进行多次拓扑优化，如去除材料由 10％增加到 20％再增加到 30％等，以确定最优材料去除量。图 5-22 所示为减少 20％的材料内支撑 10°单元体执行 ANSYS 拓扑优化计算后的结果，其中红色区域为去除材料部位，黄褐色区域为边界，灰色区域为保留的实体部分。



(a) 拓扑优化的结果　　(b) 材料去除后效果

图 5-22　内支撑 10°单元体减少 20％的材料拓扑优化结果

由图 5-22 的显示结果可知，当去除材料较少时，如小于 20％的去除材料，内支撑拓扑结构主要体现为两侧的材料去除，横断面也有材料去除，去除孔洞的深度均不大。根据去除材料由少到多的渐进原则，增加去除材料到 40％，其他边界条件不变，再次执行 ANSYS 拓扑优化求解方案，得到如图 5-23 所示的优化结果，同样红色区域为去除材料部位，黄褐色区域为边界，灰色区域为保留的实体部分。



(a) 拓扑优化的结果　　(b) 材料去除后效果

图 5-23　内支撑 10°单元体减少 40％的材料拓扑优化结果

由图 5-23 的优化结果可知,去除 40%的材料部位仍然集中在内支撑两侧和横断面,而与轮辋和轮胎的接触界面没有去除量。去除位置的面积与去除 20%材料相比没有多大变化,但是去除深度明显增加。同理,继续增加去除材料 60%,其他边界条件不变,执行 ANSYS 拓扑优化求解方案,得到如图 5-24 所示的优化结果。

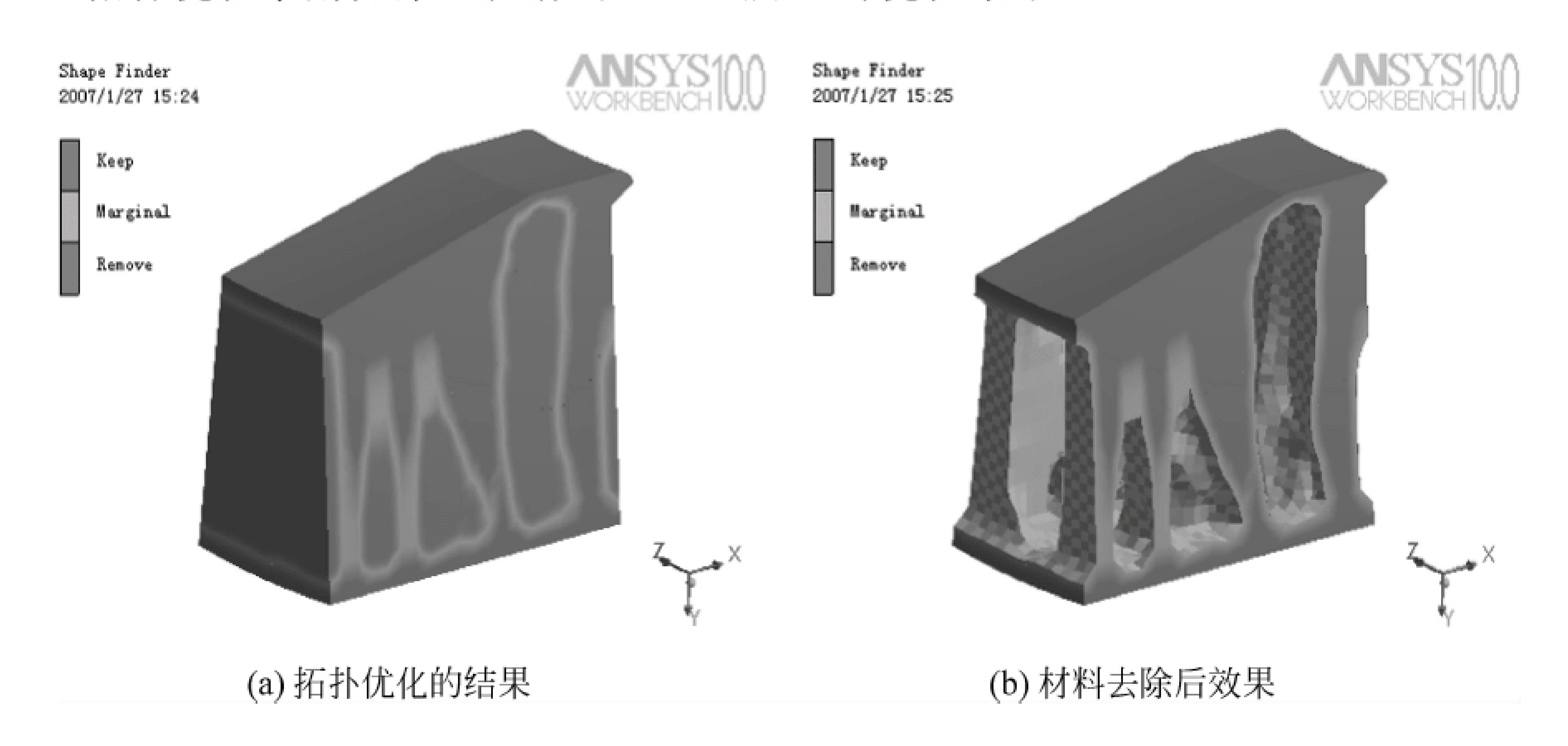


图 5-24 内支撑 10°单元体减少 60%的材料拓扑优化结果

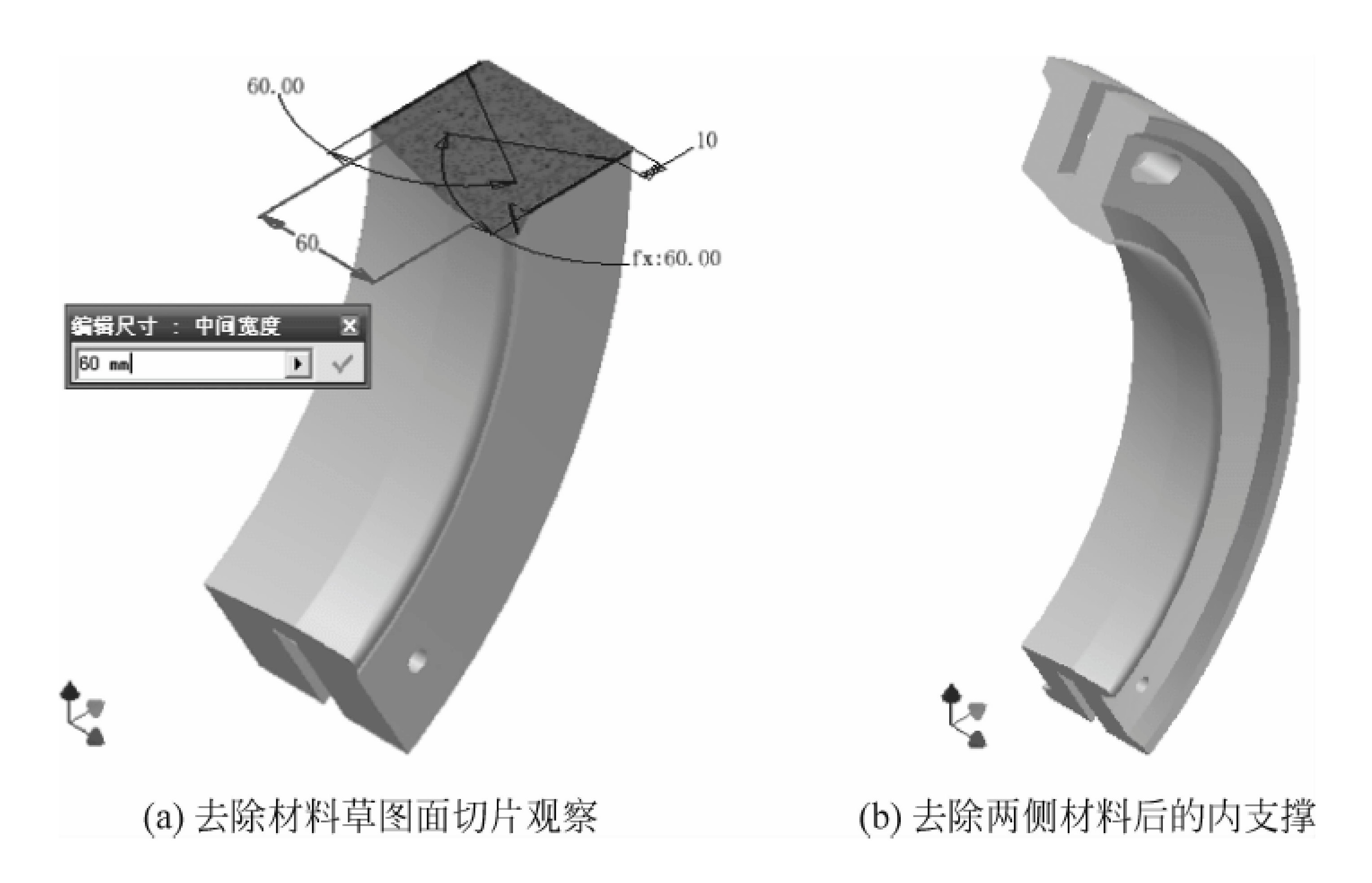
由图 5-24 可以看出,去除材料为 60%的拓扑优化结果和前两种拓扑优化结果相比,去除材料位置和面积类似,去除孔洞深度却大大增加,侧面去除材料形成的孔洞与横断面去除材料形成的孔洞彼此相交,整个单元体有形成一种空间桁架结构的趋势。

由以上对比分析可知,不论去除材料多少,两侧去除的材料都没有贯通始末,而是集中在中间部位,说明内支撑中间部位材料可以考虑有一定去除,内支撑与轮胎接触部位不宜去除,这与内支撑实际工况要求是一致的,即接触界面越大,内支撑受力面积越大,则内支撑越稳固。当然,内支撑的宽度要求是以能够满足顺利装入轮胎内部为前提的,10°单元体是基于标准轮辋和轮胎装配体关联设计的内支撑模型的一部分,其形状结构的拓扑优化结果可以用来指导内支撑单体结构的改进设计。

5.4 内支撑三维结构改进设计

5.4.1 确定主体宽度

最优拓扑结构形式主要考虑到结构的强度,内支撑具体结构设计还需要满足加工工艺、装配关系等要求,因此需要在拓扑优化结果的基础上进行详细结构设计,模糊的拓扑结构提供的是一个取值范围,为结构详细设计提供一种参考。根据内支撑 10°单元体去除不同材料量拓扑优化的结果,内支撑两侧需要去除一定的材料,根据内支撑模型的对称性特点,选择内支撑零件原始坐标系的 *XY* 坐标面为工作面,新建去除材料草图如图 5-25(a)所示,其中定义两侧去除等宽度材料后剩余的内支撑宽度为中间主体宽度,中间主体宽度尺寸的大小是影响两侧去除材料量多少的主要因素,该尺寸越小,则去除材料越多。图 5-25(b)所示为去除两侧材料后,中间主体宽度尺寸为 60mm 时的内支撑结构模型。

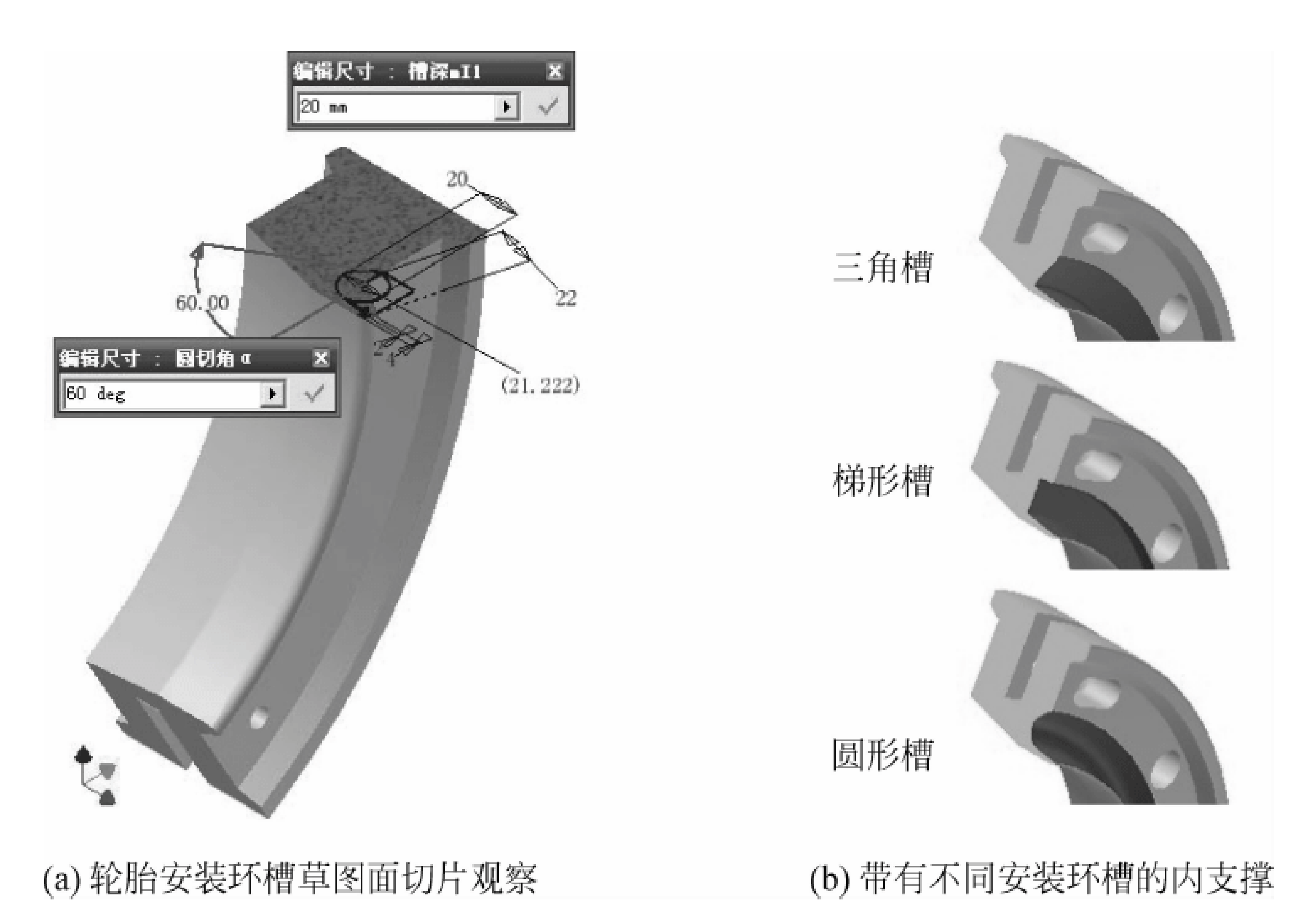


(a) 去除材料草图面切片观察　　(b) 去除两侧材料后的内支撑

图 5-25　去除内支撑两侧材料

5.4.2　设置装胎环槽

去除材料方案中考虑3.5节所述的轮胎安装工艺需求，需要设置轮胎安装环槽。环槽形状考虑可采用三角槽、梯形槽和圆形槽三种方案。不同的环槽方案去除材料多少不同，也是轮胎能否顺利安装成功的关键。同样选择内支撑零件原始坐标系的 *XY* 坐标面为工作面新建轮胎安装环槽草图。图5-26(a)所示为圆形槽草图相关尺寸，即环槽深度、环槽圆直径和环槽圆切角。图5-26(b)所示是图5-26(a)的环槽草图经过去处材料特征造型的设计结果。



(a) 轮胎安装环槽草图面切片观察　　(b) 带有不同安装环槽的内支撑

图 5-26　装胎环槽设计

5.4.3　调整装卡参数

上述设计已经使内支撑主体材料在两侧位置大约减少了20%，但同时也造成内支撑两端面锁环槽处两侧厚度变小。原结构的静力学分析中，内支撑两端恰好是整个内支撑最薄

弱的环节,两侧厚度的减小将使此处应力集中更加严重,安全程度降低。但此处的应力分布状态与另一个重要因素有更大关系,即锁块孔位置和锁紧壁厚度。为了协调减重设计的需要,在后续分析中可预先将此处锁块孔位置向内支撑主体内部平移,同时适当减小内支撑单体端面之间的装配间隙,以增大锁紧壁厚度。锁紧壁厚由原来的 10mm 增大到 15mm。图 5-27 所示为内支撑锁紧壁厚调整和质量对比。

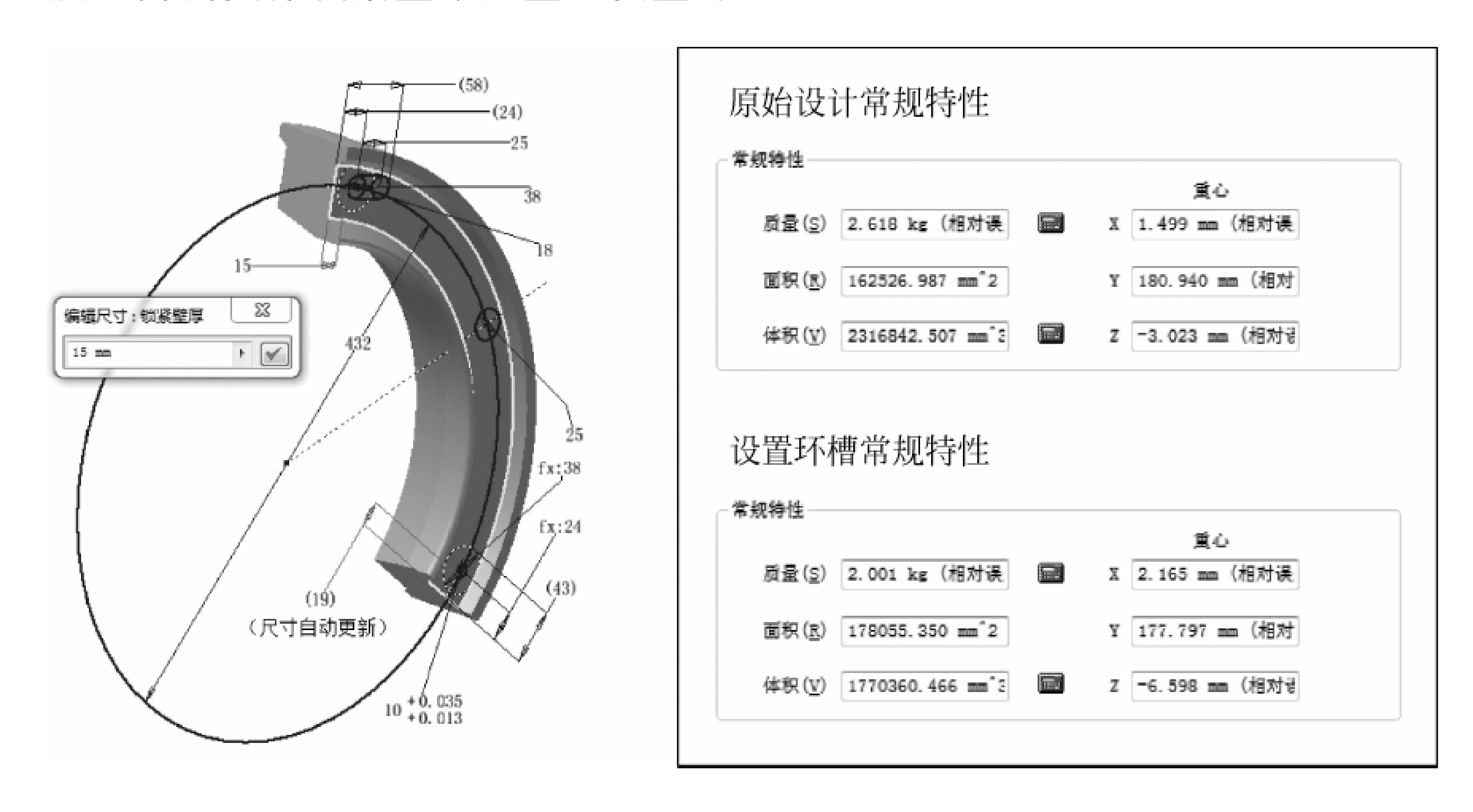
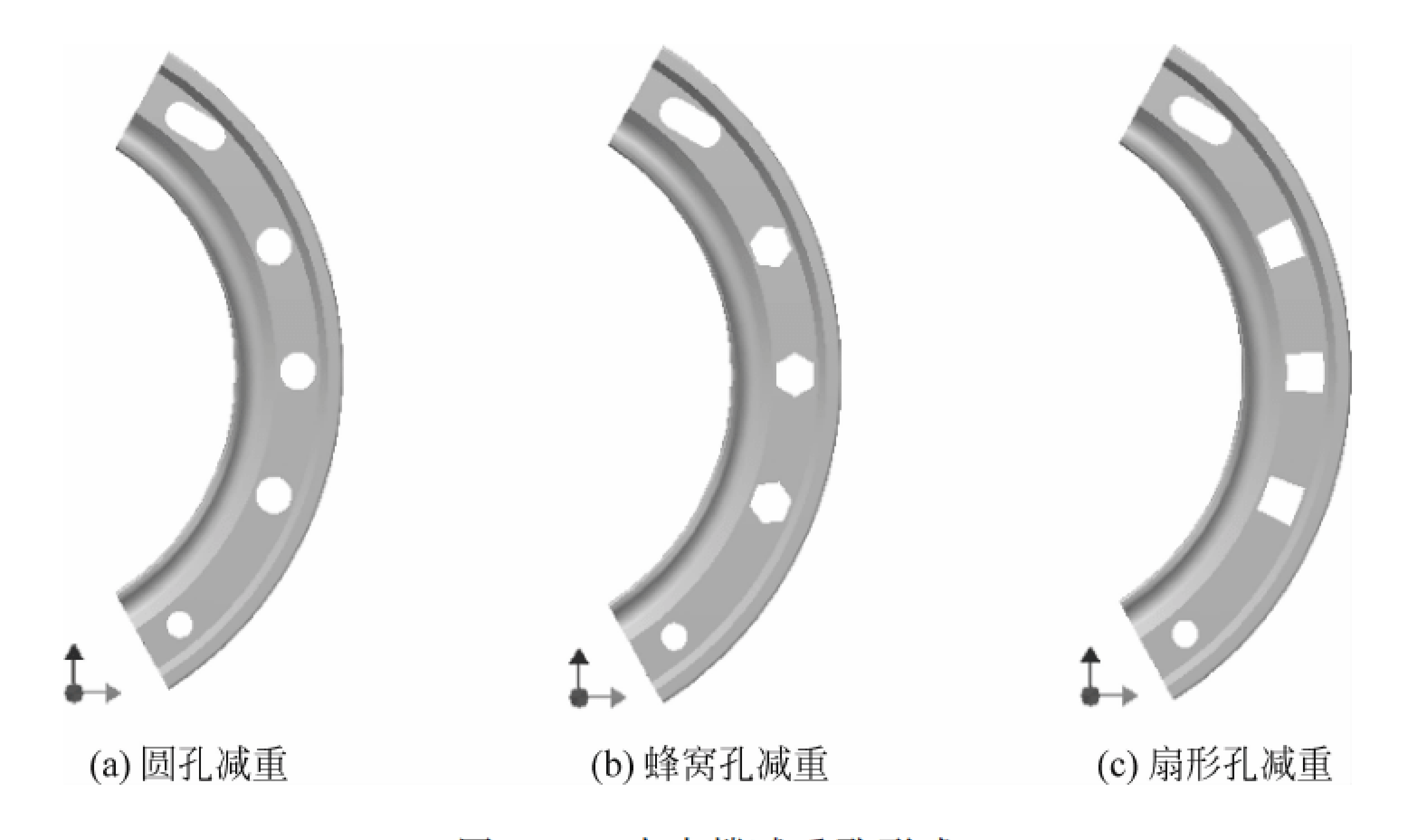


图 5-27 锁紧壁厚的调整和材料前后质量对比

内支撑另一端螺栓销孔中心到端面的距离与该处锁块孔螺栓中心到端面的距离建立了尺寸相等关联关系,因此另一端的销孔壁厚自动由原来的 14mm 调整为 19mm(图下方括号中尺寸)。锁紧壁厚的最佳调整量需要在后续的几何特征对内支撑结构强度的影响分析中最终确认。

5.4.4 设置减重结构

内支撑主体部位可以采用减重孔结构,如图 5-28 所示,减重孔形式可以为圆孔、蜂窝孔、扇形孔等形状,孔的数量可以是 3 孔、4 孔、5 孔、6 孔、7 孔等。其中,孔数量为 3 个时,去



(a) 圆孔减重　(b) 蜂窝孔减重　(c) 扇形孔减重

图 5-28 内支撑减重孔形式

除材料量已经达到或接近30%。

新的内支撑中间宽度、轮胎安装环槽、两端锁紧壁厚、主体减重孔对内支撑三维结构应力会带来新的影响，这些结构参数的变化幅度最佳值有待于进一步分析和对比。由于采用ANSYS协同设计和分析技术，不必像传统有限元分析时对模型进行小结构如圆角或倒角的简化，这就为内支撑的细化结构设计和优化带来很多方便，以最终确定内支撑较合理的结构形式、精确的尺寸参数和最佳的减重孔位置及数量。

第 6 章

内支撑安全性影响因素分析

经过拓扑优化改进设计的内支撑结构变得比较复杂，有些尺寸也发生了变化，内支撑总体质量和体积都有所减少。设计中形成的关键几何特征包括中间主体宽度、装胎环槽、锁环槽、锁紧壁厚、锁紧孔（螺栓孔和锁块孔）、减重孔等，这些关键几何特征的结构形式和尺寸参数对内支撑的安全系数均有重要影响。内支撑安装在轮胎内部，无论是常压还是零压下车辆行驶中，内支撑均受到来自轮胎传递的路面振动，尤其是在零压续跑行程中轮胎零压驻波的影响，内支撑的基频（固有频率）必须与这些外部激励有所不同，才能避免内支撑共振破碎风险。在复杂工况下进行振动模态分析，可以找到影响内支撑模态振型的一些因素，并预测在何种条件下 RFT 更为安全。为寻求几种不同材料对内支撑安全性的影响，需要实施更加精确的计算，为内支撑加工时材料选择提供数据。在 RFT 零压续跑行程中，内支撑沿着轮辋槽滑转是不可避免的，即使是微小的滑转也可能造成内支撑结构磨损，安全性降低，通过在有限元模型中添加弱弹簧（weak spring）可模拟预测滑转安全程度。在不同车速下，内支撑因惯性载荷的变化导致安全系数不同，通过加载不同惯性载荷可预测不同车辆时速下内支撑的安全程度。

6.1　关键几何特征的影响

6.1.1　主体宽度的影响

内支撑中间主体宽度大小是去除材料多少的关键。可以调整中间主体宽度尺寸获得不同内支撑模型，分别对其进行静力求解，寻找中间尺寸变化给内支撑结构强度带来的影响。表 6-1 中列出了内支撑材料为 PA66 时，在不同中间主体宽度参数下内支撑的体积、质量和对应最大理论载荷边界条件。

表 6-1　不同中间主体宽度下的内支撑物理模型

中间宽度/mm	内支撑体积/10^6 mm^3	内支撑质量/kg	最大地面载荷/MPa	最大理论锁紧力/10^4 N
50.0	1.565	1.768	1.837	3.343
55.0	1.639	1.852	1.837	3.498
60.0	1.714	1.937	1.837	3.662
65.0	1.790	2.023	1.837	3.825
70.0	1.868	2.111	1.837	3.991
75.0	1.947	2.200	1.837	4.160
80.0	2.028	2.291	1.837	4.332

由表 6-1 的数据可以清楚地看出，随着中间主体宽度尺寸的增大，内支撑模型的体积和质量也随之增大，这是由于内支撑两侧材料去除量逐渐减小的结果。质量大的内支撑在车辆行驶过程中离心力较大，因此需要有与之相平衡的向心拉力防止其被甩出轮辋槽。根据车辆最大时速(220km/h)计算分体内支撑之间的最大理论锁紧力也列在表 6-1 中。为了判断在相同载荷边界条件下不同中间主体宽度尺寸的内支撑结构程度，假设以中间主体宽度为 55mm 时的载荷边界条件作用下，计算内支撑不同材料去除量的三维结构应力。由于内支撑模型是 AIP 的参数化特征模型，更改中间主体宽度尺寸后的内支撑约束、体载荷和力的作用位置会自动保留并确认，对新的内支撑模型直接更新运行求解方案，即可得到其对应结构的计算结果，如表 6-2 所示。

表 6-2　相同载荷下不同中间主体宽度的内支撑三维结构应力分析结果

中间主体宽度/mm	等效应力最大值/MPa	最大主应力最大值/MPa	变形量最大值/mm	安全系数
50.0	135.000	153.300	0.9887	0.6125
55.0	109.900	119.900	0.8972	0.7520
60.0	100.700	113.500	0.8385	0.8212
65.0	86.300	99.950	0.7838	0.9580
70.0	85.240	97.370	0.7672	0.9700
75.0	84.520	95.550	0.7401	0.9782
80.0	76.680	83.000	0.7511	1.0780

由表 6-2 的数据可以看出，在相同载荷边界条件下，内支撑的等效应力和最大主应力均随中间主体宽度的增大而减小，安全系数除了中间宽度为 80mm 的内支撑外，其他都小于 1。说明在该载荷下，内支撑两侧材料的去除将降低其安全程度。对于中间尺寸大于 55mm 的内支撑，若仍然采用中间尺寸为 55mm 时的锁紧力，是不能平衡车辆在最大时速时的离心作用的，因此需要按照各自的最大理论锁紧力重新计算内支撑的应力状态，才能更加准确地评价内支撑的安全状况。因此在运行 ANSYS 求解方案前，在更改每个中间主体尺寸的同时，也更改其对应的锁紧力边界条件，模型的其他尺寸、固定约束、体载荷和地面载荷均不改变，计算求解结果如表 6-3 所示。

表 6-3　对应最大载荷下不同中间主体宽度的内支撑三维结构应力分析结果

中间主体宽度/mm	等效应力最大值/MPa	最大主应力最大值/MPa	变形量最大值/mm	安全系数
50.0	129.000	146.500	0.9434	0.6410
55.0	109.900	119.900	0.8972	0.7520
60.0	105.400	118.900	0.8794	0.7842
65.0	94.380	109.300	0.8599	0.8760
70.0	97.280	111.200	0.8794	0.8499
75.0	100.500	113.700	0.8847	0.8223
80.0	94.950	102.900	0.9355	0.8708

由表 6-3 中数据可以看出，内支撑在最大载荷作用下与在相同载荷作用下的三维结构应力有所不同，为了更加直观地判断内支撑结构的应力状态，将相同载荷和对应最大载荷两种情况下的等效应力和最大主应力进行对比，如图 6-1 所示。

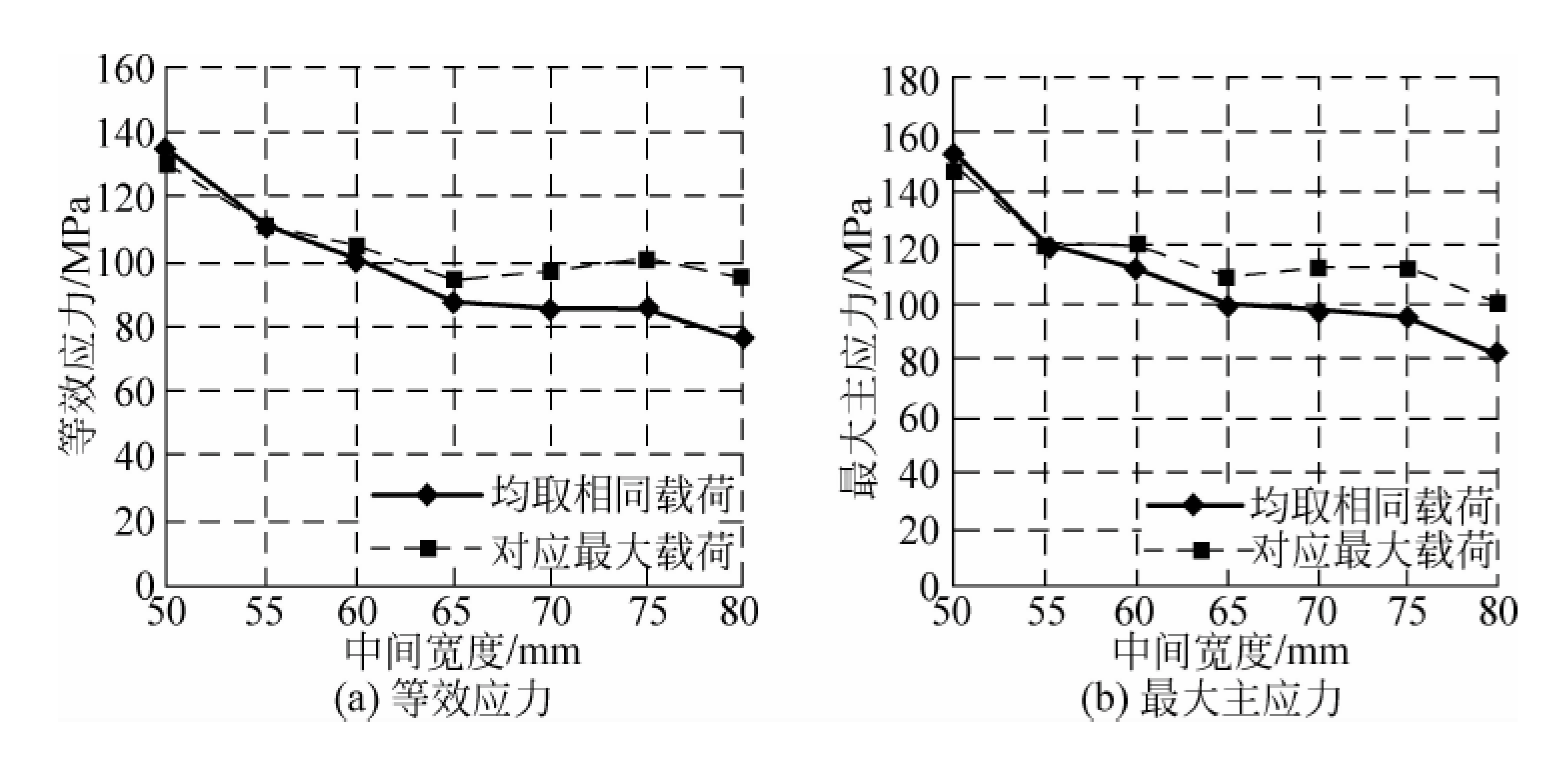


图 6-1 中间主体宽度对内支撑三维结构应力的影响

由图 6-1 可知，随着中间宽度尺寸的增大，相同载荷的等效应力和最大主应力变化趋势大，而对应最大载荷下的变化趋势小。但无论是在相同载荷还是在对应最大载荷作用下，内支撑的等效应力和最大主应力均不呈线性减小，其中对应最大载荷的结果在中间尺寸为 65～75mm 呈现稍微上升趋势。这主要是因为内支撑两侧的去除材料部分有一侧（偏轮辋内侧）是直接与轮辋接触，另一侧（偏轮辋外侧）是轮胎的安装环槽结构，虽然中间尺寸对称线性递增，但去除材料的实际质量并非对称线性递减。根据计算结果的变形量和安全系数，对两种载荷条件进行对比，结果如图 6-2 所示。

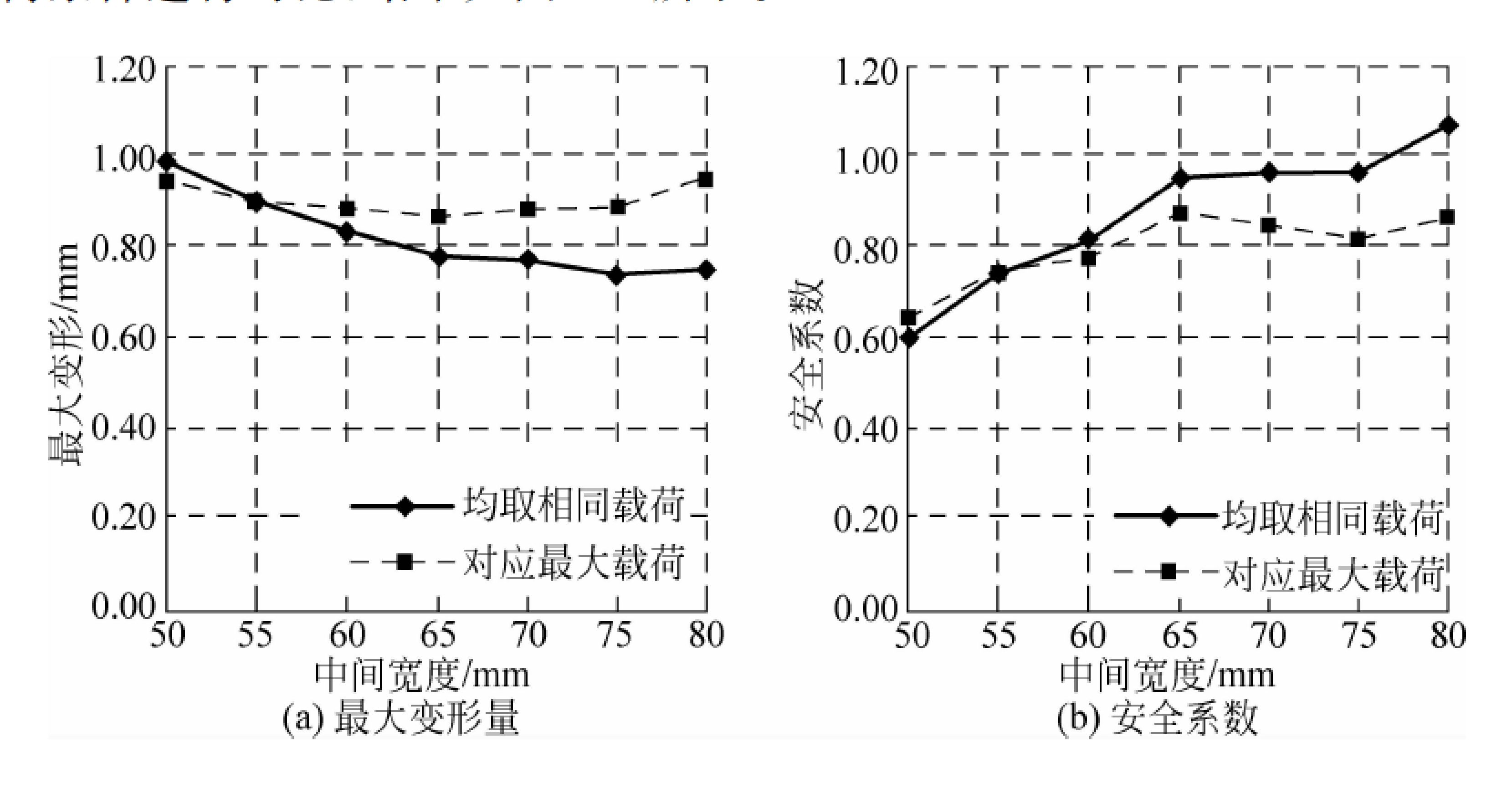


图 6-2 中间主体宽度对内支撑安全性的影响

由图 6-2 可以看出，内支撑中间宽度在 65mm 左右时安全系数较大，变形量较小。当内支撑中间宽度增大到 80mm，即在初始设计的内支撑上仅仅设计出轮胎安装环槽结构，两侧没有去除材料，内支撑安全系数最高，但其变形量也增大。这里计算的中间宽度为 80mm 时内支撑（有轮胎安装环槽）对应最大载荷的安全系数值为 0.8708，比初始设计结果（没有轮胎安装环槽）对应最大载荷的安全系数值 0.8459 不但没有减小，还略有增大，这说明根据内支撑拓扑优化参考而去除两侧材料后，随即调整锁块孔的锁紧壁厚（由 10mm 增大到 15mm）带来的结果。因为从影响车轮的性能方面考虑，内支撑质量越轻越好，可以采用 60mm 作为中间宽度最终尺寸，其安全系数不是最低，还可以通过调整锁紧壁厚继续加大强度。

6.1.2　装胎环槽的影响

装胎环槽是必不可少的工艺结构。在初始设计过程中，安装间隙是一个自动计算尺寸，采用不同的结构形式，该尺寸自动计算结果也是变化的。为了保证间隙恒定(即保证大于胎圈最大厚度且附加一定余量)，可以将安装槽上的其他图元某个尺寸如安装槽圆直径预先设置为“计算尺寸”，再把间隙值设置为“通用尺寸”，则可以基于当前内支撑模型确定间隙恒定值为 22mm，环槽圆直径则自动计算为 21.222mm，如图 6-3 中带有括号的尺寸。环槽深度是根据当前内支撑模型和工艺要求而定义的通用尺寸为 20mm。

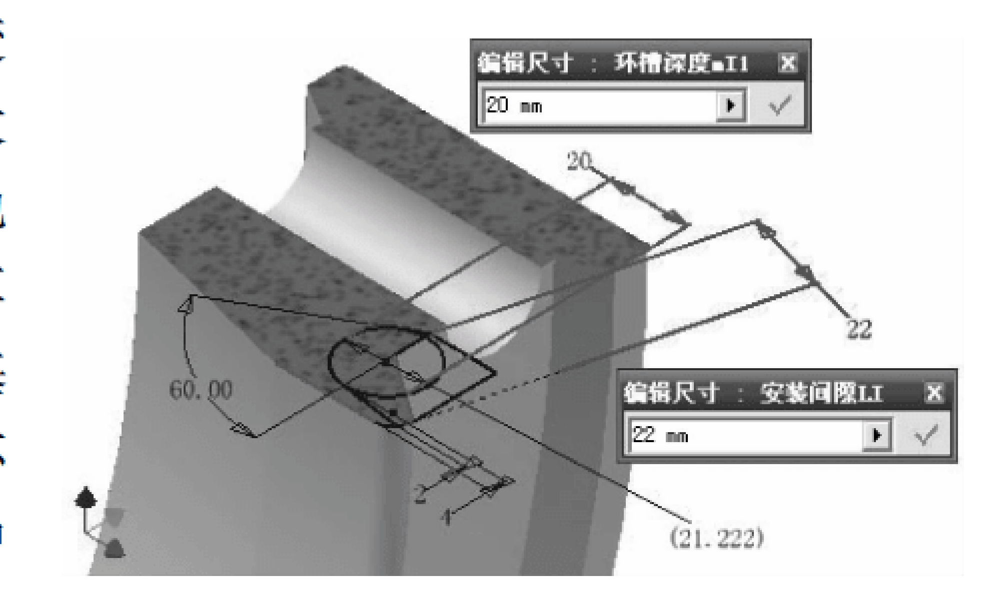


图 6-3　轮胎安装环槽间隙与环槽深度

当安装间隙和深度两个参数不变时，即保证轮胎顺利装入的情况下，设计了三种可能的安装环槽结构方案，即三角槽、梯形槽和圆形槽(见图 5-26)。虽然环槽间隙和深度两个参数不变，但不同形式的安装环槽使内支撑材料去除体积不同，因此它们的质量也是不同的，进而造成平衡离心作用的最大锁紧力的不同。表 6-4 列出了用于有限元分析的具有不同安装环槽和无安装环槽内支撑的物理模型基本属性。

表 6-4　不同环槽的内支撑物理模型

结构代号	环槽类型	内支撑体积/10^6 mm^3	内支撑质量/kg	最大地面载荷/MPa	最大理论锁紧力/10^4 N
A	三角槽	1.725	1.949	1.837	3.687
B	梯形槽	1.685	1.904	1.837	3.593
C	圆形槽	1.711	1.933	1.837	3.649
D	无环槽	1.827	2.064	1.837	3.895

不同装胎环槽给内支撑结构强度带来不同影响，需要对其结构强度进行对比分析。首先，以相同载荷边界条件(梯形槽载荷)进行求解计算，并与无环槽时的内支撑进行对比。然后，以各自对应的最大载荷边界条件进行求解计算(这里不再列出具体计算结果数据表)。最后，将两种工况下计算得到的等效应力和最大主应力数据加以对比，作出图 6-4 所示的装胎环槽对内支撑安全性影响对比曲线。

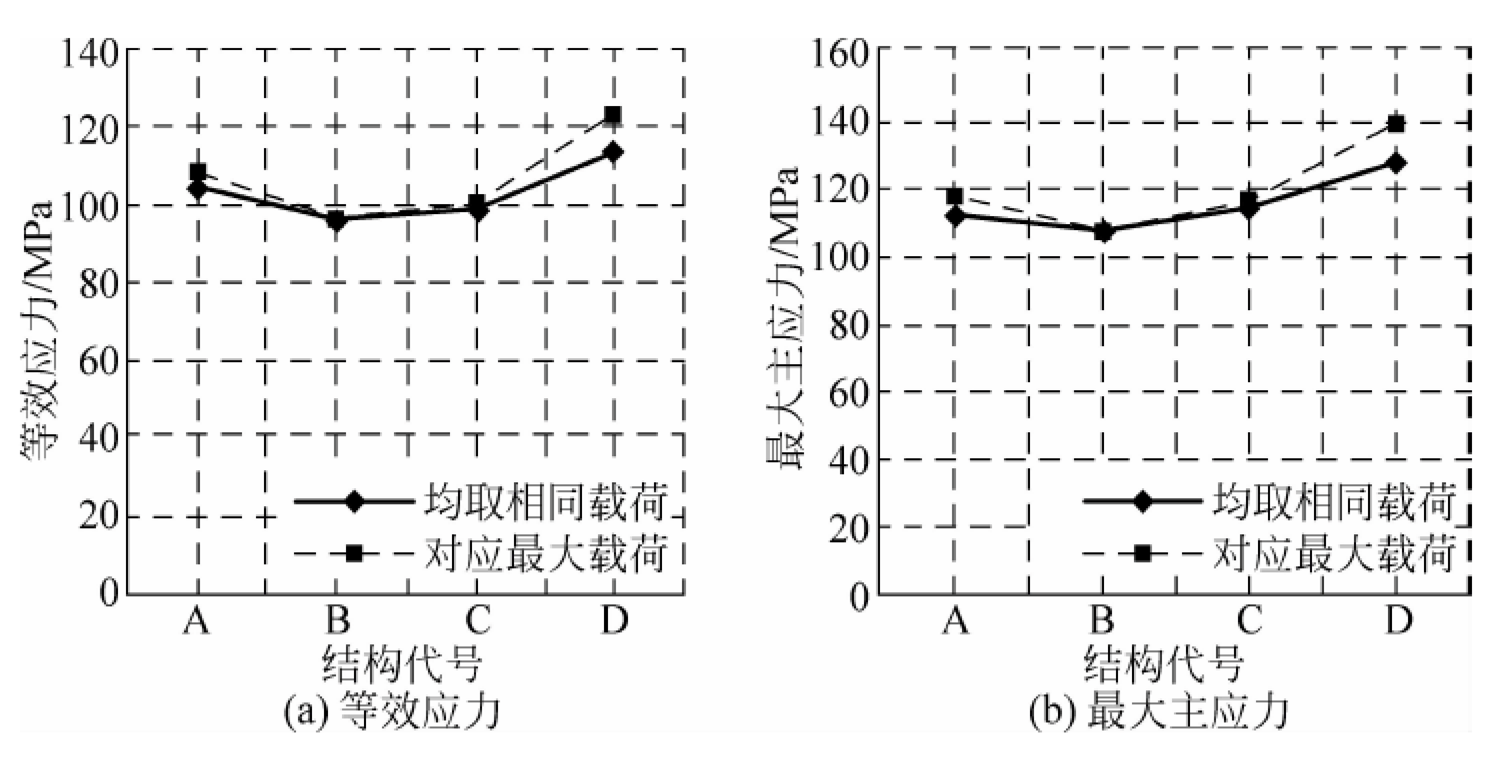


图 6-4　装胎环槽对内支撑安全性影响

由图 6-4 的对比曲线可以看出，无论是在相同载荷下，还是在对应的最大载荷边界条件下，增加了装胎环槽的内支撑（代号 A、B、C）等效应力和最大主应力均比无环槽的内支撑（代号 D）有所降低，其中梯形槽（代号 B）的最低，圆形槽（代号 C）次之。

同理，将两种工况下计算得到的变形量和安全系数进行对比，结果如图 6-5 所示。

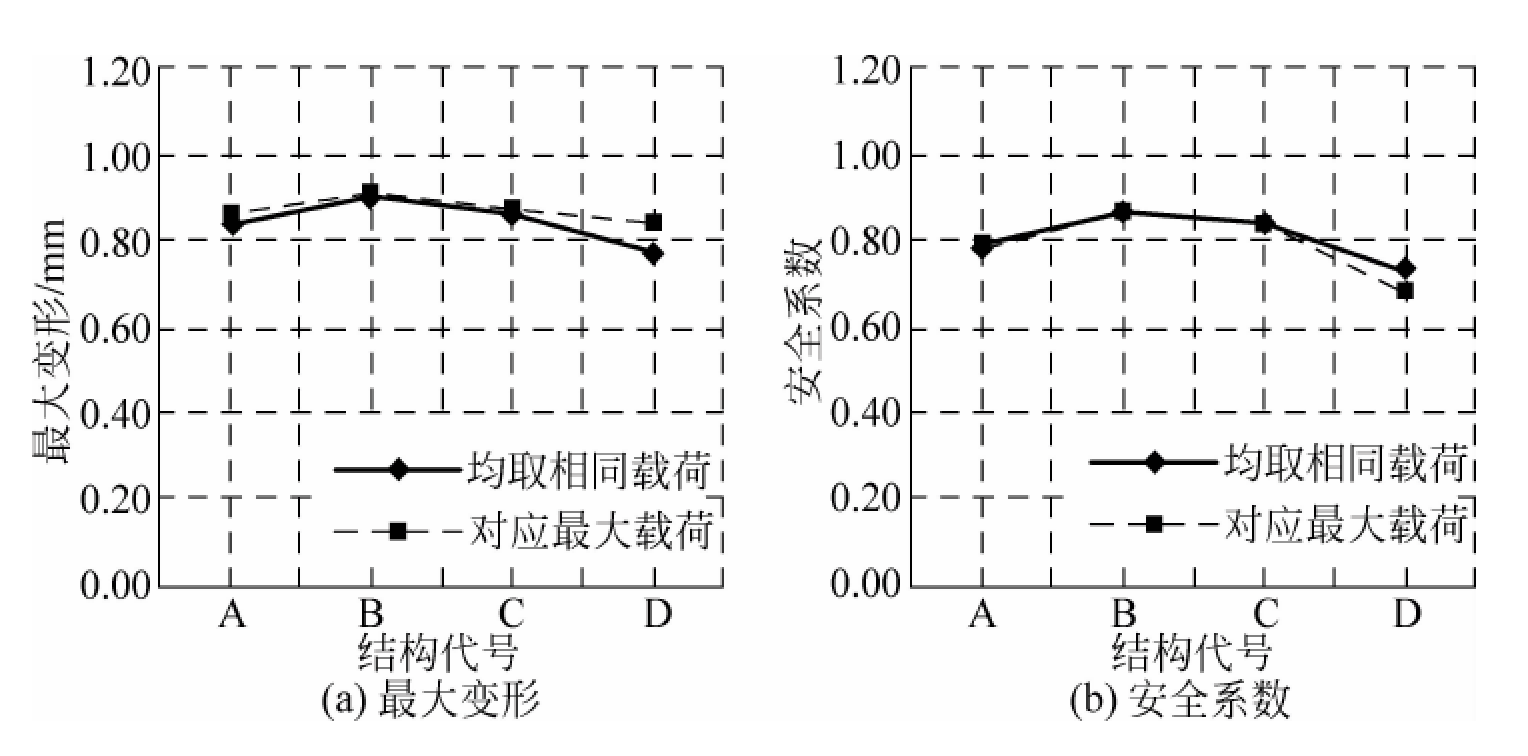


图 6-5 轮胎安装环槽对内支撑安全性的影响

由图 6-5 可知，梯形槽（代号 B）结构的安全系数最大，变形量也最大。圆形槽（代号 C）安全系数和变形量均居中。而无环槽结构（代号 D）的内支撑虽然其变形量最小，但其安全系数最低。这表明装胎环槽的设置并没有降低内支撑的整体结构强度，反而使其结构应力状态更趋合理，安全程度有所提高。分析其原因主要是因为该环槽的开槽位置靠近内支撑基部，去除材料的区域大部分位于轮辋槽内部（给胎圈出入让出必要的工艺空间），剩余的环带在有限元求解计算中是靠近固定约束的，内支撑变形量在这个环带上基本没有发生。根据分析的结果，可以确定内支撑上装胎环槽结构采用梯形槽或圆形槽的形式，以达到顺利安装轮胎的工艺要求。

6.1.3 锁环槽的影响

锁环槽是内支撑分体锁紧于轮辋槽内的工艺结构，位于内支撑两端面的中间位置，与锁环之间是间隙动配合。锁环槽宽度初始设计尺寸为 12mm，通过参考设计深度确定槽的总深度尺寸值为 58.09mm（自动计算尺寸），如图 6-6 所示。

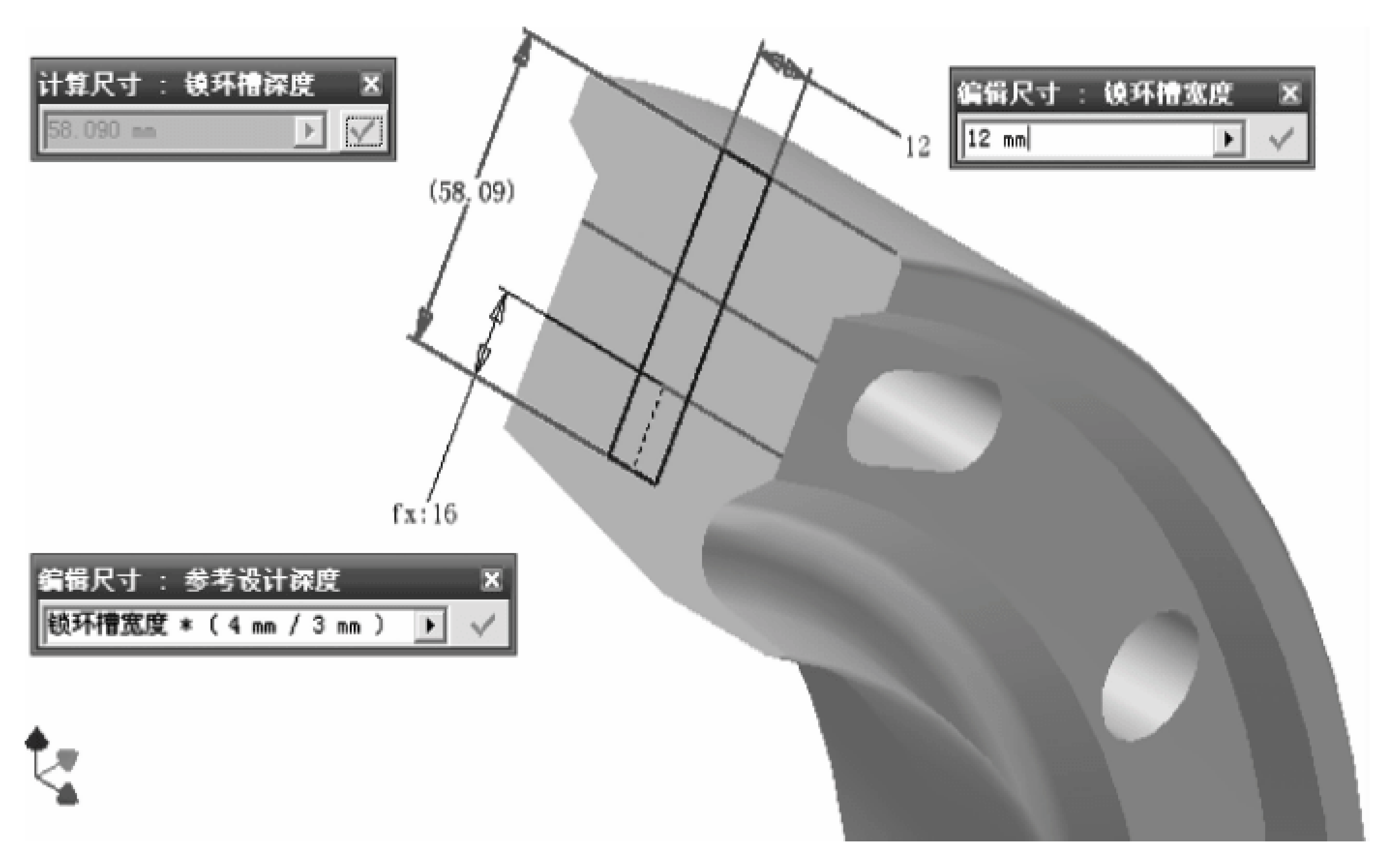


图 6-6 内支撑端面锁环槽草图基本尺寸

图 6-6 中参考设计深度确保锁环零件能够锁紧，是有一定旋转能力的最小深度值，经参数关系计算，它与锁环槽宽度（即锁环零件的厚度）之比为 3∶4，通过关系公式建立驱动关联关系。内支撑另一端的锁环槽是关于原始坐标系 XY 面的对称结构，通过特征对称来实现另一端模型开槽。由内支撑关联设计过程可知，锁环槽沿轮辋切线方向的深度是自动关联的一个恒定值 58mm（与锁块孔壁相切）。这样在分析过程中，只需要更改锁环槽宽度尺寸参数，即可实现深度和另一端结构尺寸的自动更新。可以选择表 6-5 所给出的 5 组锁环槽基本尺寸参数分析开槽大小对内支撑结构强度的影响。

表 6-5　不同锁环槽尺寸下的内支撑物理模型

锁环槽宽度 /mm	锁环槽深度 /mm	内支撑体积 /10^6 mm^3	内支撑质量 /kg	最大地面载荷 /MPa	最大理论锁紧力 /10^4 N
10.0	55.423	1.721	1.945	1.837	3.687
12.0	58.090	1.705	1.927	1.837	3.649
14.0	60.757	1.687	1.906	1.837	3.611
16.0	63.423	1.667	1.884	1.837	3.555
18.0	66.090	1.646	1.859	1.837	3.517

首先，以锁环槽宽度为 12mm 时的载荷作为标准，分别加载到其他各锁环槽宽度对应的内支撑物理模型上，运行求解方案。然后，以各自对应的最大载荷边界条件进行求解计算，分析不同锁环槽大小对内支撑结构强度的影响。将两种工况的计算结果的等效应力和最大主应力进行对比分析如图 6-7 所示。

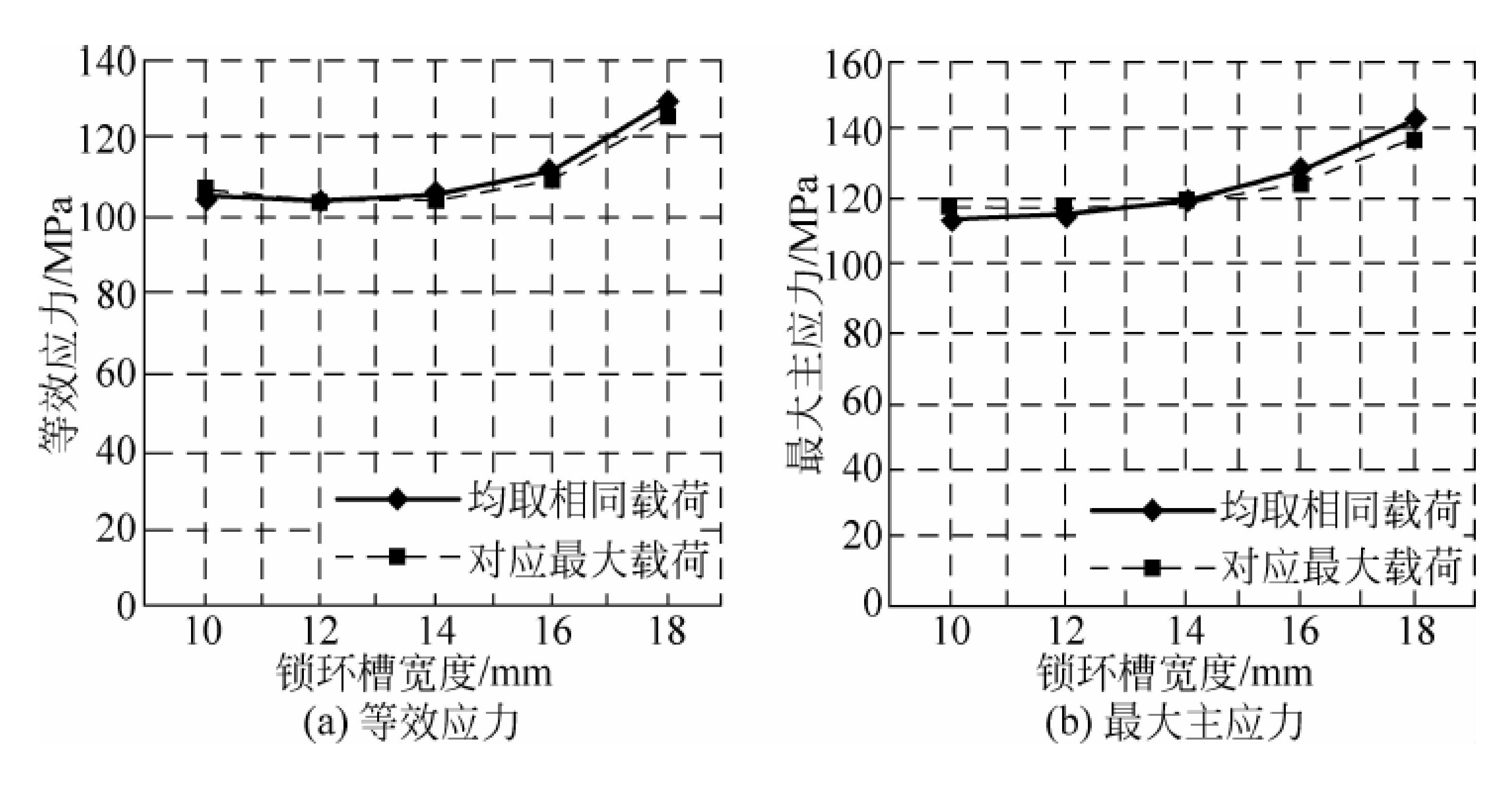


图 6-7　锁环槽宽度对内支撑三维结构应力的影响

由图 6-7 可见，内支撑的等效应力和最大主应力随着端面锁环槽宽度的增大而增大，取相同载荷和取各自对应的最大载荷，两条曲线几乎重合。这是因为改变端面锁环槽宽度尺寸，虽然也带来内支撑体积和质量的变化，但其变化量不如在 5.4.1 节和 5.4.2 节中讨论的去除材料因素对内支撑影响大，因此对应的最大载荷变化程度也就不大，计算得到的结果数据差别不大。同理，将两种工况下计算得到的内支撑最大变形量和安全系数进行比较，结果如图 6-8 所示。

由图 6-8 可以看出两种载荷条件的重合程度，其中内支撑最大变形量随着锁环槽宽度的增大而增大，安全系数降低。但还表现出在小于 16mm 范围内安全系数没有明显降低，

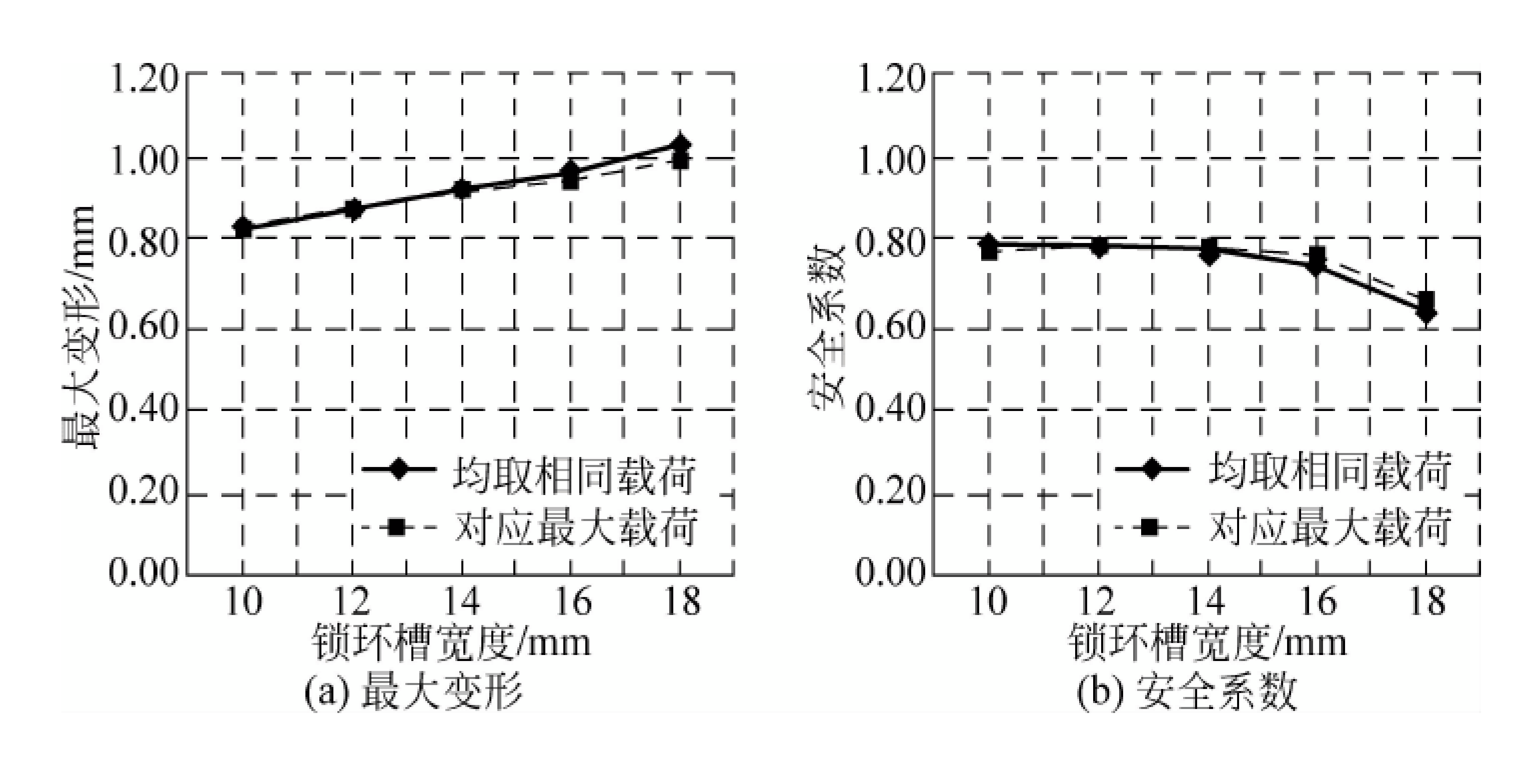


图 6-8 锁环槽宽度对内支撑安全性的影响

说明内支撑端面锁环槽宽度尺寸可以在小于 16mm 范围内选择。当然也要考虑锁环的最小尺寸能够满足其本身强度要求，并不是宽度越小越好，初步设计中取锁环槽宽度为 12mm 是比较合理的。

6.1.4 锁紧壁厚度的影响

锁块孔是用于装入锁块零件的，孔的大小将影响锁块零件的大小。过小的锁块可能因自身强度不够而在锁紧过程中变形。过大的锁块将需要锁块孔尺寸增大。由于在内支撑的端部敏感部位，很小的尺寸变化可能导致结构应力的急剧变化。锁块孔的位置是直接影响锁紧壁厚度的关键因素。因此需要确定一个合理的求解顺序，以保证锁紧壁厚度按照一定规律如从小到大来变化，进而求解随之变化的内支撑结构应力分布规律。

根据 5.4.3 节锁环槽影响内支撑结构强度的分析结论可知，端部的尺寸变化对内支撑体积和质量改变较小，因而在本部分分析中可以只计算在相同载荷边界条件下内支撑结构应力。可以暂时以锁块孔大小不变而单独调整锁紧壁厚的尺寸值，锁块孔位置在几何约束下将沿着螺栓孔孔心的弧线移动，并自动计算其新的位置尺寸，如图 6-9 所示。

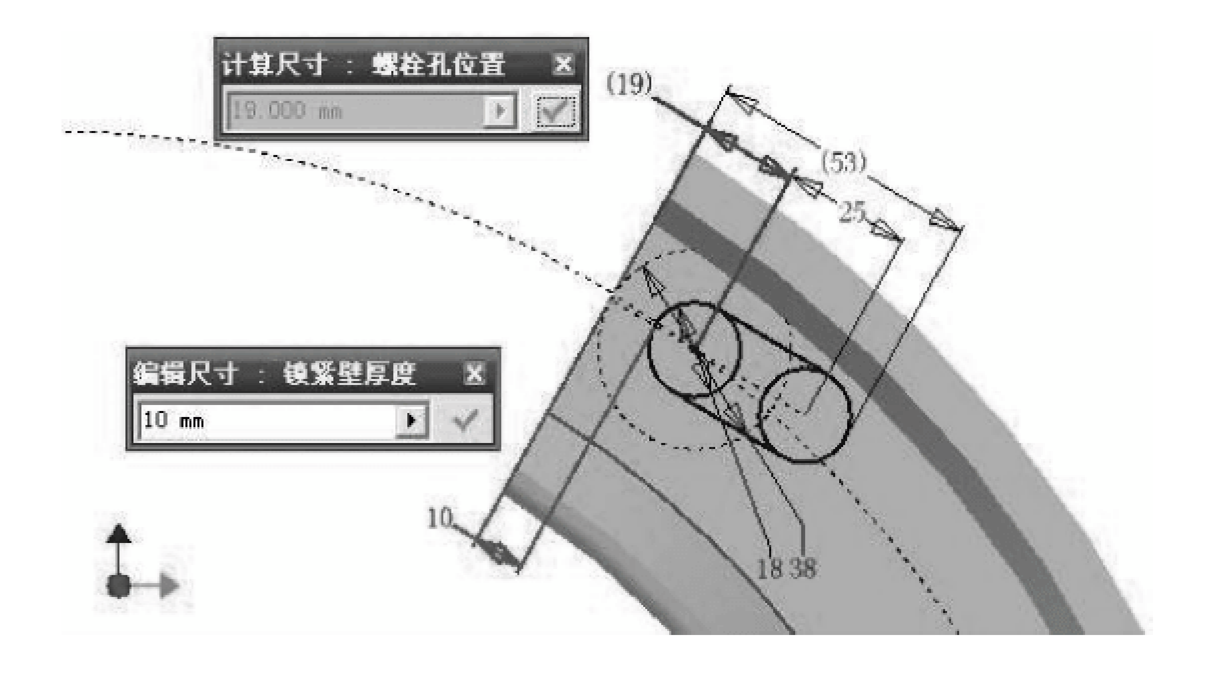


图 6-9 内支撑锁块孔草图及锁紧壁厚度调整

表 6-6 列出了内支撑模型随锁紧壁厚度变化的基本数据。可以看出，锁紧壁厚度的变化没有给内支撑物理模型属性带来很大变化。随着锁块孔位置的移动，内支撑材料的去除部位发生在端面锁环槽上。因为锁环槽与锁块孔之间是有一定关联关系的，即锁块孔位置向内支撑主体内部移动意味着楔块使用位置的移动，从而锁环长度必须变长才能够使锁块插入，锁环槽沿轮辋的切向深度应该随之加深。通过尺寸引用建立关联关系保证了锁环槽

随锁块孔位置的移动而变化，但该变化量不是很大，所以内支撑的体积和质量变化不是很大，计算得到的最大理论锁紧力也变化不大。

表 6-6 不同锁紧壁厚的内支撑物理模型

锁紧壁厚度 /mm	螺栓孔位置 /mm	内支撑体积 /10^6 mm^3	内支撑质量 /kg	最大地面载荷 /MPa	最大理论锁紧力 /10^4 N
10.0	19.0	1.710	1.930	1.837	3.649
12.0	21.0	1.710	1.930	1.837	3.649
14.0	23.0	1.710	1.930	1.837	3.649
16.0	25.0	1.710	1.930	1.837	3.649
18.0	27.0	1.700	1.920	1.837	3.630
20.0	29.0	1.700	1.920	1.837	3.630
22.0	31.0	1.700	1.920	1.837	3.630
24.0	33.0	1.690	1.910	1.837	3.611
26.0	35.0	1.690	1.910	1.837	3.611

选择锁紧壁厚度为 14mm 时的锁紧力作为统一的载荷，求解计算锁紧壁厚度给内支撑结构强度带来的影响。对表 6-6 中对应的每个内支撑物理模型全部求解，得到随锁紧壁厚度的变化内支撑等效应力和最大主应力的变化趋势如图 6-10 所示。

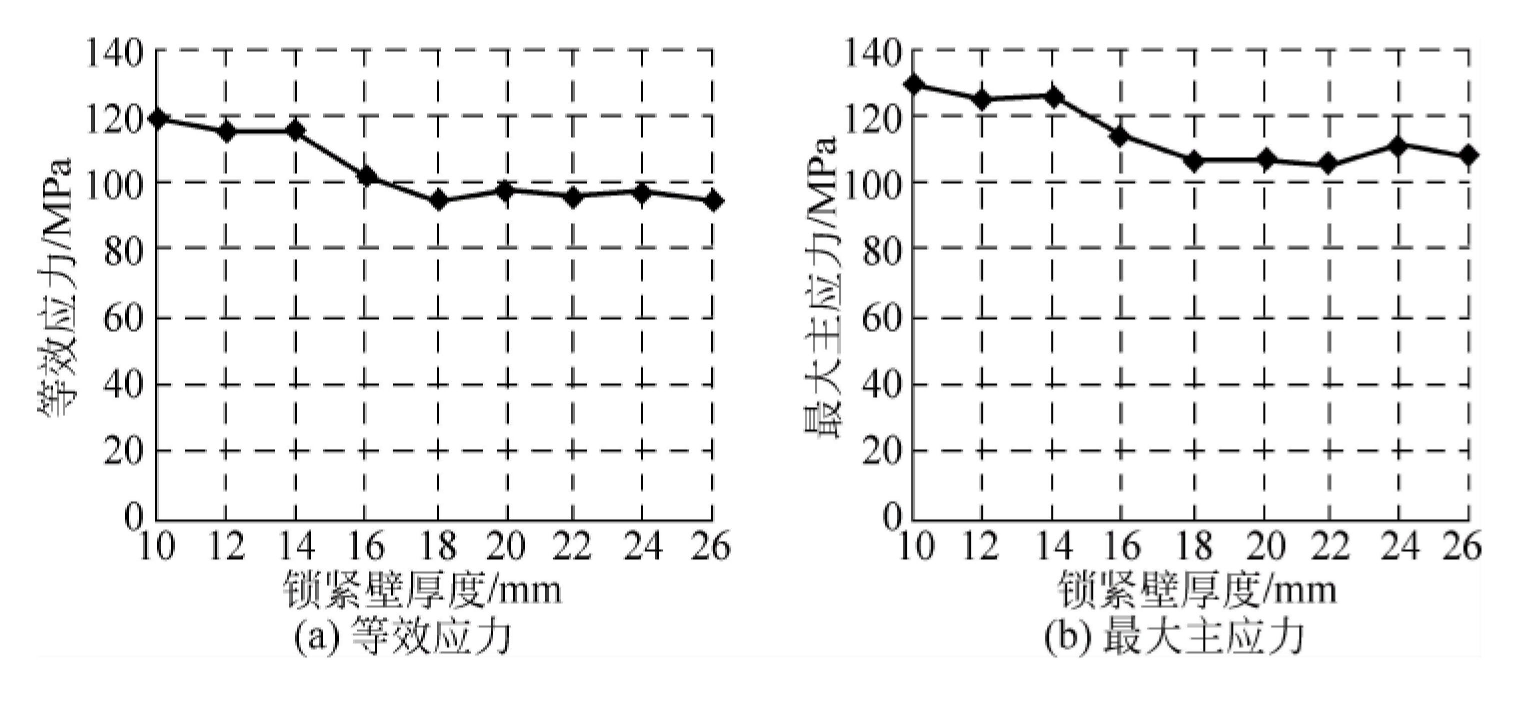


图 6-10 锁紧壁厚度对内支撑强度的影响

由图 6-10 可以看出，当锁紧壁厚度小于 14mm 时，内支撑等效应力和最大主应力均较大。在 14～18mm 壁厚范围内，随着壁厚增加，内支撑等效应力和最大主应力降低。当壁厚大于 18mm 时，内支撑等效应力和最大主应力不再随着壁厚的增加而降低。内支撑变形量和安全系数趋势如图 6-11 所示。

由图 6-11 看出，随着锁紧壁厚度的增加，内支撑的变形量逐渐减小，但安全系数在锁紧壁厚度超过 18mm 以后没有明显增加。内支撑变形严重的区域主要是在锁紧壁厚度的区域，随着锁块孔位置向内支撑主体内部的移动，壁厚增加改善了变形状况。内支撑最危险的区域除了锁紧壁厚处，还有锁块孔和螺栓销孔的孔壁，当锁紧壁厚度增加到一定程度后，壁厚安全程度提高了，但这两个孔的孔壁始终存在着被压溃变形的危险。这一点在前面诸分析中是共同存在的现象，因为在调整过程中，孔的大小没有变化，孔壁面上直接受到的锁紧压力(压强)在各组分析中是没有改变的。所以有必要对锁块孔和螺栓销孔的大小对内支撑结构强度的影响进行进一步分析。

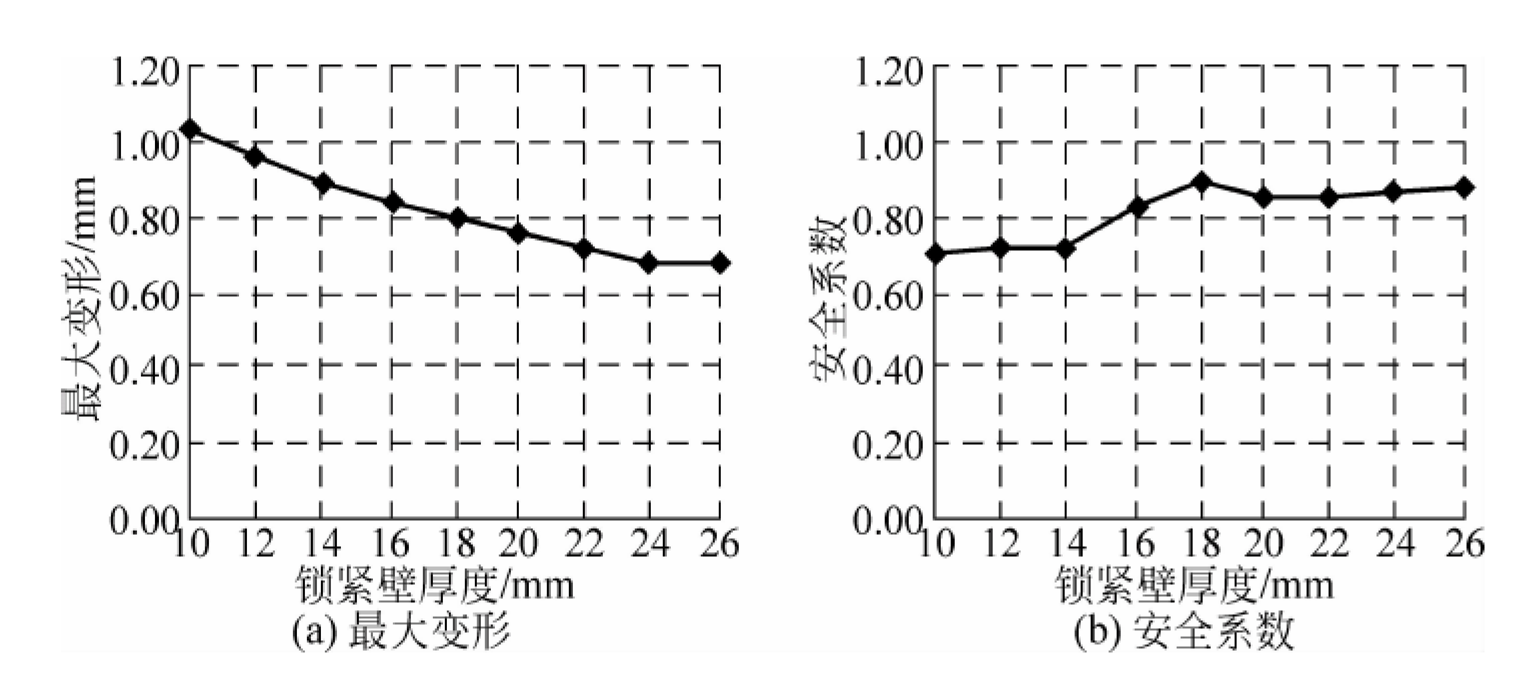


图 6-11 锁紧壁厚度对内支撑安全程度的影响

6.1.5 锁紧孔大小的影响

同前面的分析，首先建立锁紧孔(包括锁块孔和螺栓销孔)之间合适的尺寸关联关系。锁块是随着螺栓拧紧而插入锁块孔的。为了螺栓的通用，内支撑另一端螺栓销孔所使用的螺栓与锁块孔螺栓是同型号的，因此可以建立锁块孔草图圆直径与螺栓孔径直径的关联关系，如图 6-12 所示。

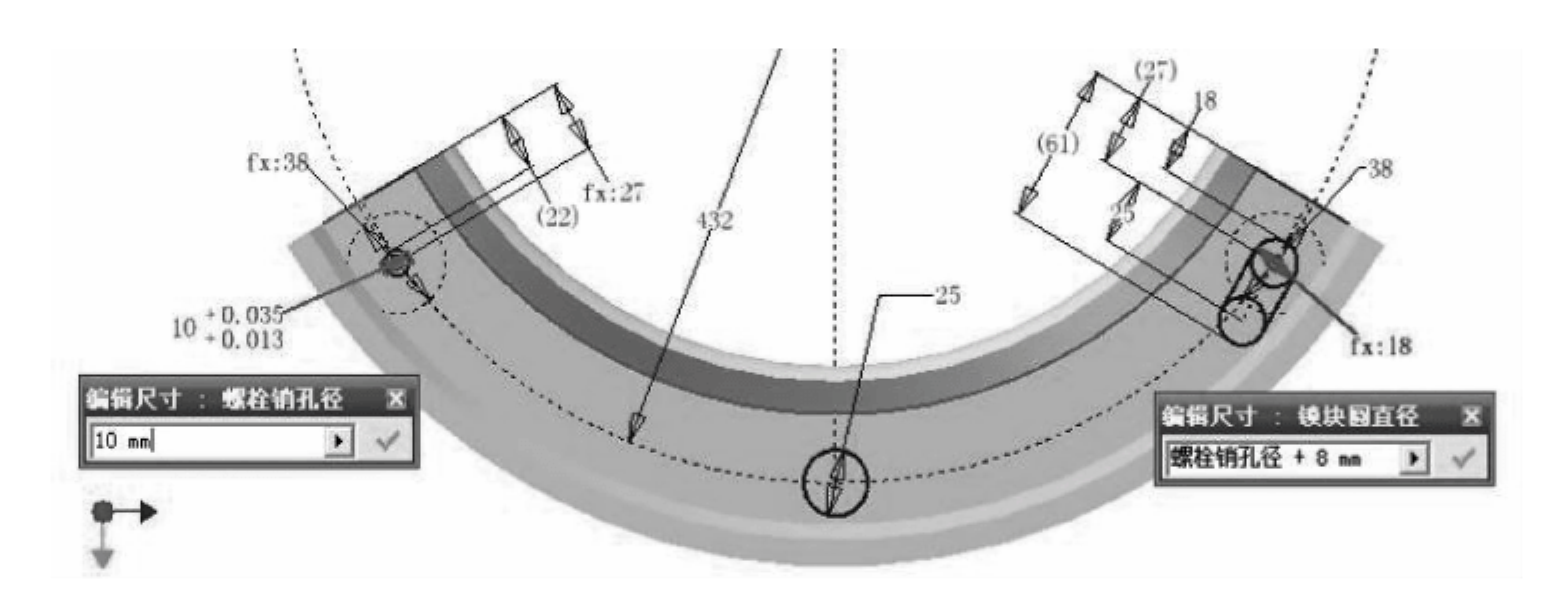


图 6-12 螺栓销孔和锁块孔草图

根据常用螺栓直径系列，来确定螺栓销孔直径，进而将孔直径作为调整的依据，可以定义如表 6-7 所示的 5 组螺栓销孔径尺寸，求出锁块孔草图圆直径尺寸，进而确定用于有限元分析的内支撑物理模型。在该组数据调整中，锁紧壁厚度尺寸为 18mm 保持不变，以消除因为孔径的变化而影响壁厚的变化。

表 6-7 不同螺栓销孔和锁块孔的内支撑物理模型

螺栓销孔径 /mm	锁块孔草图圆直径/mm	内支撑体积 /10^6 mm^3	内支撑质量 /kg	最大地面载荷 /MPa	最大理论锁紧力 /10^4 N
8.0	16.0	1.711	1.934	1.837	3.649
10.0	18.0	1.701	1.922	1.837	3.630
12.0	20.0	1.690	1.909	1.837	3.611
14.0	22.0	1.678	1.896	1.837	3.593
16.0	24.0	1.665	1.881	1.837	3.555

由表 6-7 的数据可以看出，螺栓销孔和锁块孔大小变化给内支撑体积和质量带来的变化不是很大，仍然可以在某一个额定载荷条件下进行分析。假设均用螺栓销孔直径为

10mm 时的最大理论锁紧力为共同的载荷边界条件，求解 5 组螺栓销孔和锁块孔参数下内支撑的三维结构应力结果，得到内支撑应力随螺栓销孔直径变化的趋势曲线和安全性能曲线分别如图 6-13 和图 6-14 所示。

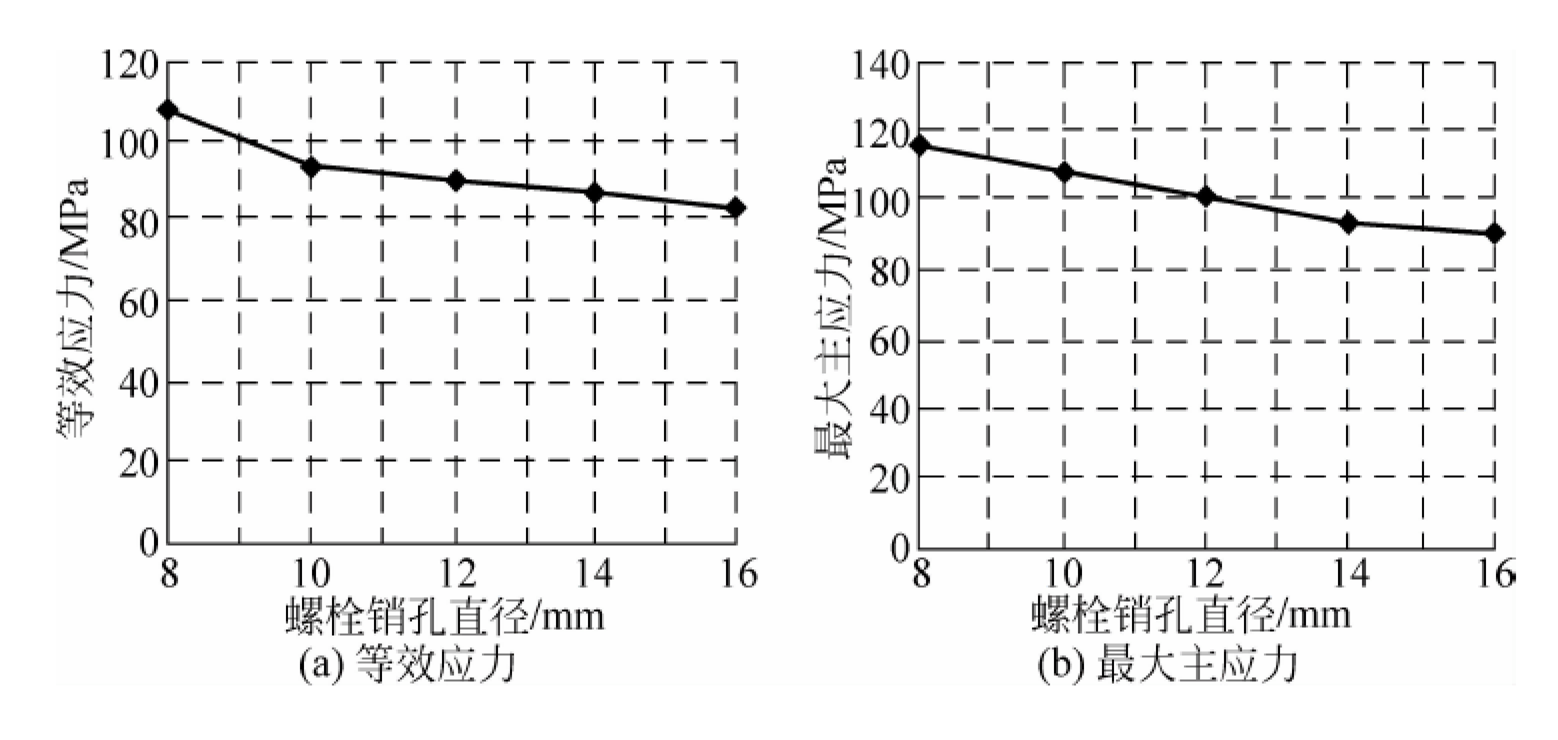


图 6-13　螺栓销孔和锁块孔对内支撑强度的影响

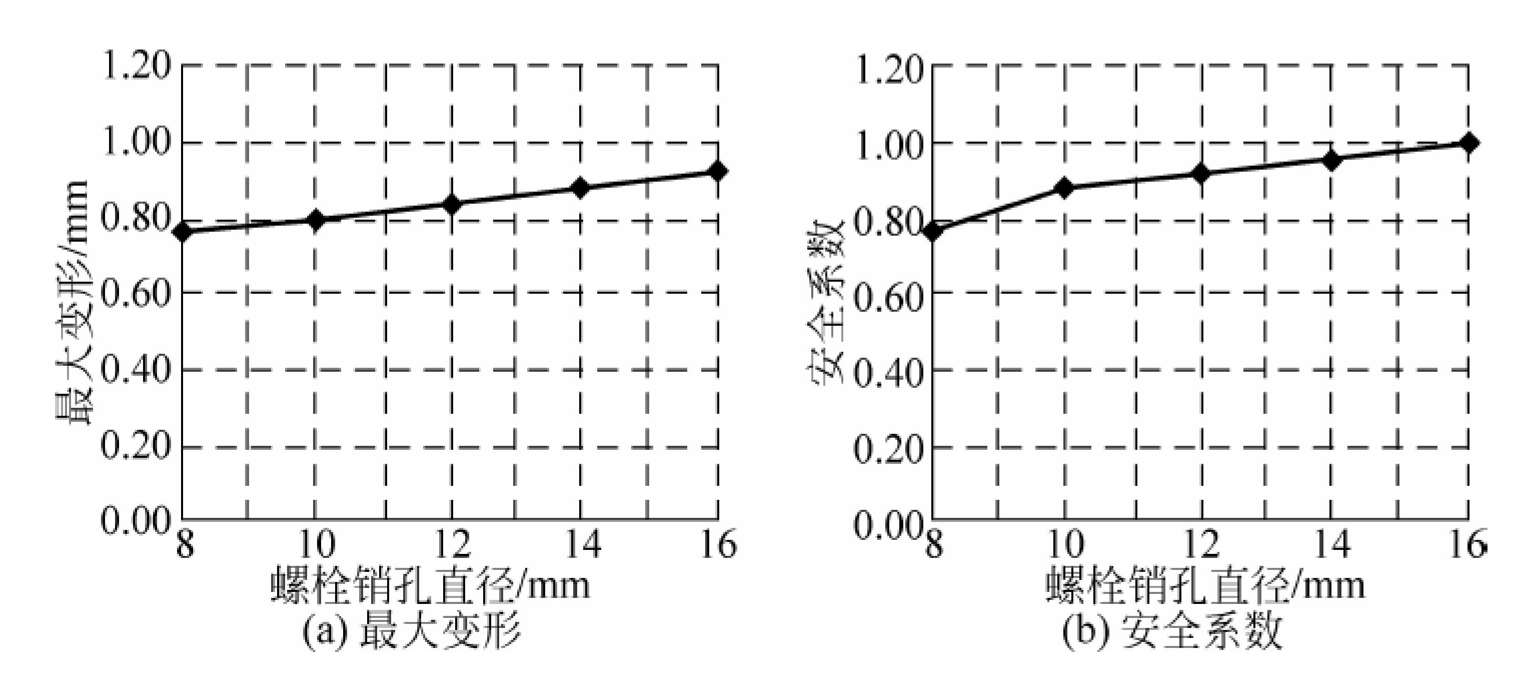


图 6-14　螺栓销孔和锁块孔对内支撑安全程度的影响

由图 6-13 看出，随着内支撑两端螺栓销孔和锁块孔直径的增大，内支撑的等效应力和最大主应力逐渐降低。查看等效应力图，具有较大螺栓销孔和锁块孔(如直径 16mm)的内支撑等效应力分布区域比较小螺栓销孔和锁块孔(如直径 10mm)的内支撑等效应力分布区域大，说明较大的孔更不容易造成内支撑应力集中现象。

从前几节分析的几何特征对内支撑安全程度的影响规律来看，一般变形量较大的情况，安全系数较低。由图 6-14 可知，随着螺栓销孔和锁块孔的直径增大，内支撑最大变形量逐渐增加，但安全系数同时也逐渐增加，这与前面所述的几个几何特征对内支撑安全性的影响似乎矛盾。经查看变形图得知锁块孔一端变形严重。因为锁块孔较大，去除材料较多，剩余的结构变形程度受锁块孔大小变化影响明显。由于锁紧壁厚度是没有变化的(18mm)，增大的锁块孔造成了孔壁与内支撑外表面之间的厚度变薄，在相同锁紧力作用下变形较大。而较小的锁块孔的孔壁与内支撑外表面之间的厚度较厚，因而同载荷下的变形量较小。内支撑最不安全的区域集中在螺栓销孔和锁块孔周围，尤其是螺栓销孔的孔壁区域，由于螺栓销孔的直径比锁块孔草图圆直径小，在相同的锁紧力作用下，其受力面积较小而更容易被拉裂破坏。因此在图 6-14(b)中会出现内支撑安全系数随螺栓销孔(或锁块孔)直径增大而变大的现象。从这一点可以确定，内支撑装卡锁紧结构的螺栓销孔和锁块孔不是越小越好，而是在内支撑弹性变形和强度允许的情况下越大越好。

6.1.6 减重孔形式的影响

初步静力分析和拓扑优化的结果明确表明了内支撑主体部位需要减重设计，上述诸几何特征对内支撑结构静强度的影响分析中，都有一个共同的结果，即应力集中区域主要是内支撑两端装卡结构部位，因此两端变形较大，安全系数较低；而内支撑主体部位虽然具有两侧减重和三孔减重结构，但其安全系数都在10以上(最大为15)，说明内支撑主体仍存在材料浪费现象，因此可以在内支撑主体上增加减重孔数量。

首先预测减重孔的结构形式对内支撑静强度的影响。根据内支撑两侧去除材料后的结构形状设计了三种减重孔形式：圆形孔、蜂窝孔和扇形孔(见图5-28)，三个孔可以将内支撑重量减少到接近30%，三种形式的减重孔和没有减重孔的内支撑模型的体积、质量和最大理论锁紧力计算结果等如表6-8所示。

表6-8 不同减重孔和无减重孔的内支撑物理模型

减重孔代号	减重孔形式	内支撑体积 /10^6 mm^3	内支撑质量 /kg	最大地面载荷 /MPa	最大理论锁紧力 /10^4 N
A	无减重孔	1.772	2.003	1.837	3.782
B	圆形孔	1.684	1.903	1.837	3.593
C	蜂窝孔	1.675	1.892	1.837	3.577
D	扇形孔	1.659	1.875	1.837	3.545

首先，确定以圆形孔减重结构的内支撑最大理论锁紧力为共同的载荷边界条件，求解计算表6-8中所列几种减重孔形式对内支撑强度的影响。然后，以各自的最大理论锁紧力为边界条件，运行ANSYS求解计算。两种工况计算结果的等效应力和最大主应力对比曲线如图6-15所示。

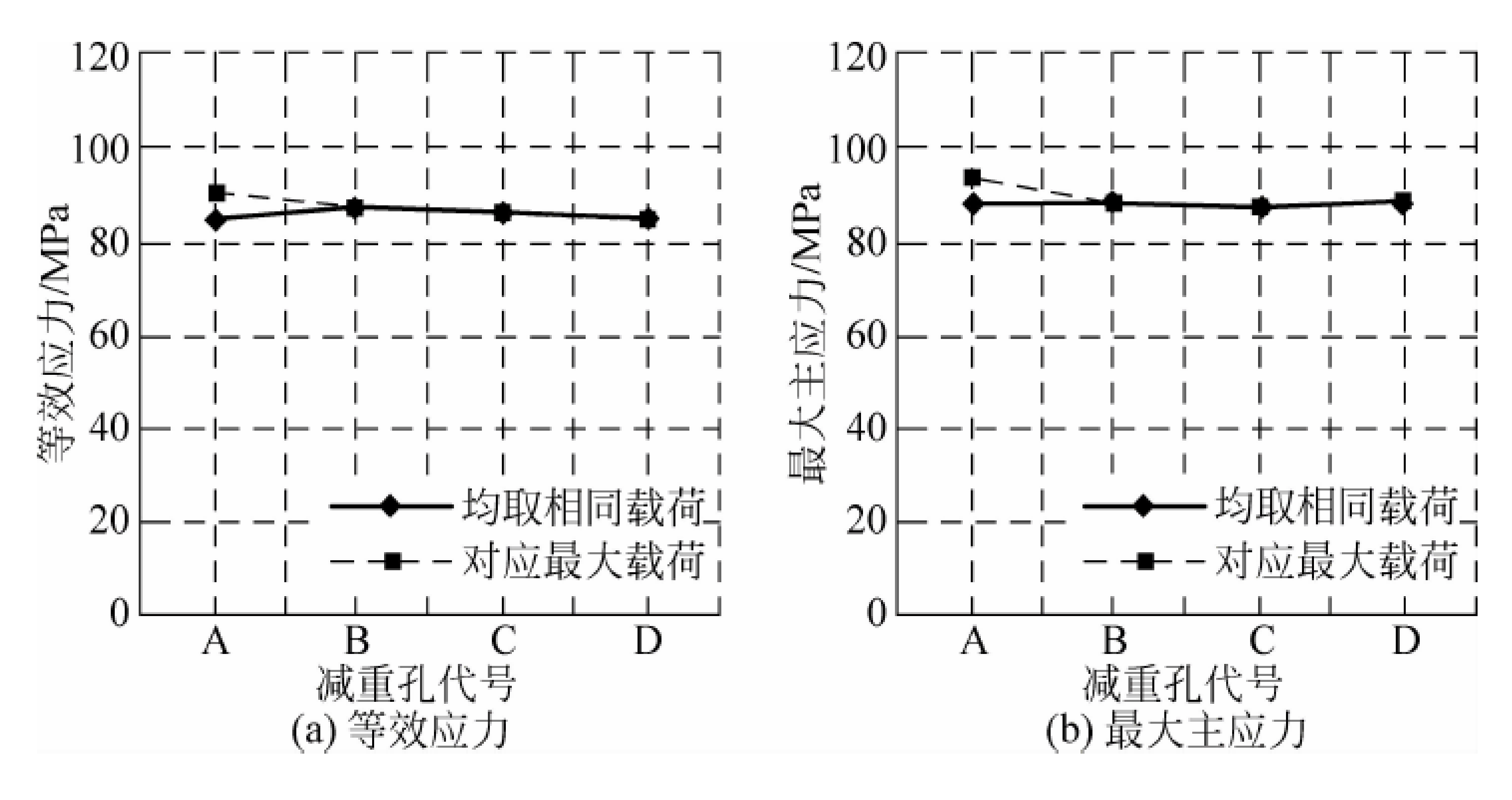


图6-15 减重孔形式对内支撑强度的影响

由图6-15可知，无论是在同载荷还是对应最大载荷边界条件下，应力曲线呈现出近似水平的变化趋势，说明减重孔的设置及减重孔的形式对内支撑等效应力和最大主应力影响不是很大。将两种工况计算结果的内支撑最大变形量和安全系数进行对比分析，如图6-16所示。

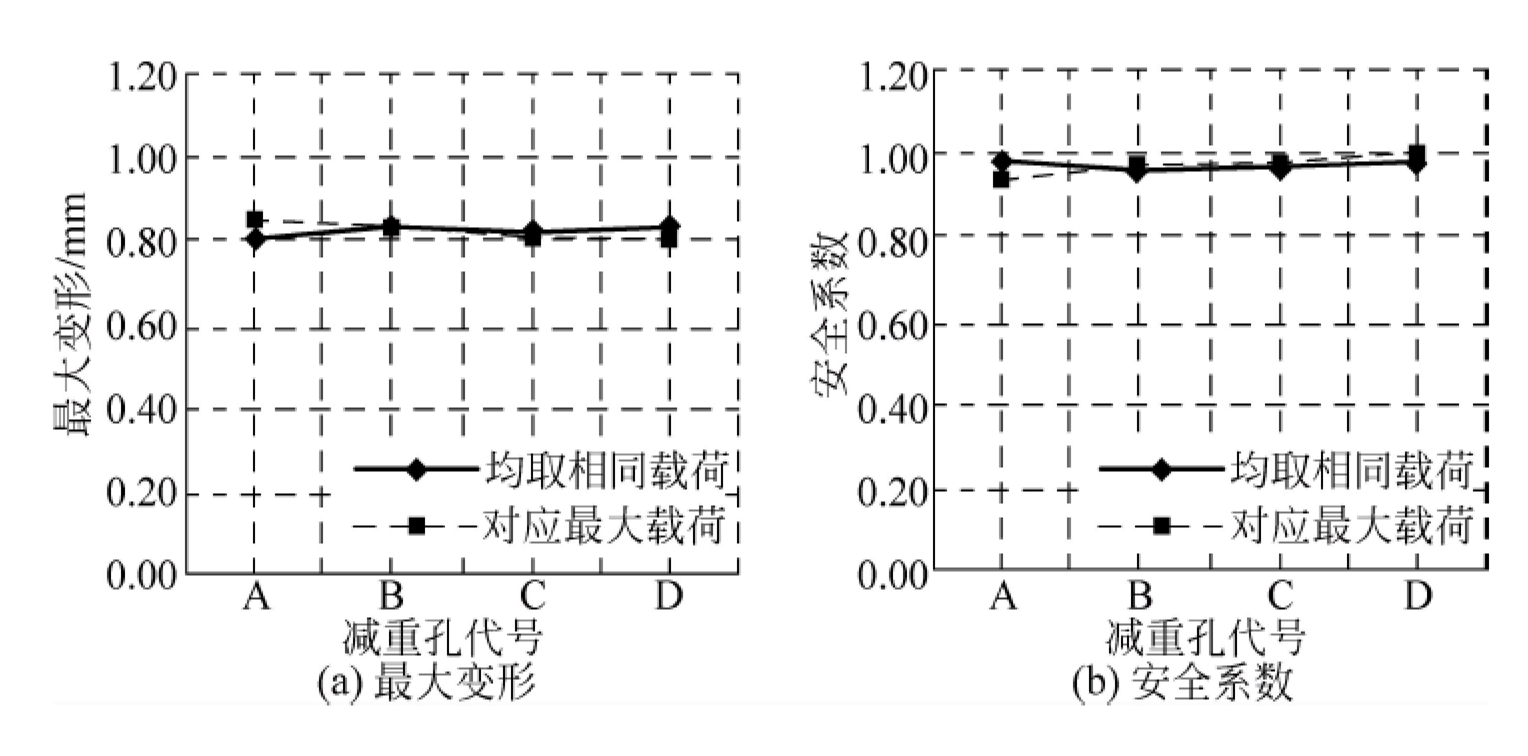


图 6-16 减重孔形式对内支撑安全程度的影响

图 6-16 的曲线同样呈现出近似水平的变化趋势，说明在内支撑主体部位设置减重孔不会增大内支撑的变形，不会降低内支撑的安全程度。另外通过上述对比还发现，同数量不同形式的减重孔对内支撑的结构应力和安全系数影响几乎是相同的，因此可以确定以某一种减重孔形式如圆形孔为基础，改变孔的数量和分布位置，进一步分析减重孔数量的多少和位置的变化给内支撑结构强度带来的影响。

6.1.7 减重孔数量的影响

上述分析中减重孔的数量设计为 3 个，根据内支撑单体的尺寸和孔的大小进行估算，内支撑主体上可以容纳 7 孔。表 6-9 列出了不同圆形孔数目沿主体均匀分布的内支撑物理模型基本属性。

表 6-9 不同减重孔数量的内支撑物理模型

减重孔数量	内支撑体积/10^6 mm^3	内支撑质量/kg	最大地面载荷/MPa	最大理论锁紧力/10^4 N
3	1.684	1.903	1.837	3.593
4	1.654	1.869	1.837	3.534
5	1.625	1.836	1.837	3.472
6	1.595	1.803	1.837	3.409
7	1.566	1.770	1.837	3.347

根据表 6-9 所给的内支撑物理模型数据，首先以 3 孔减重的最大理论锁紧力为共同载荷边界条件进行有限元求解，然后根据表 6-9 所列的对应最大载荷边界条件重新进行有限元求解，将两种工况计算得到的内支撑等效应力和最大主应力计算结果进行对比分析如图 6-17 所示。由图可知，随着减重孔数量的增加，内支撑的等效应力和最大主应力均有减小的趋势。其中对应最大载荷边界条件下的等效应力和最大主应力减小趋势较大，这是因为随着减重孔数量的增加，内支撑的体积和质量都减小，其对应的平衡内支撑离心作用的最大理论锁紧力也随之减小。这表明沿内支撑主体设计适当的较多数量的减重孔，不会降低内支撑的结构强度，反而因其质量较小要求有更小的锁紧力。将两种工况计算得到的内支撑最大变形和安全系数计算结果作对比如图 6-18 所示。

在同载荷边界条件下，随着减重孔数量的增加，内支撑最大变形量呈现出稍微增大的趋势，安全系数也呈现出增大趋势。在对应的最大载荷边界条件下，随着减重孔数量的增加，内支撑最大变形量减小，安全系数明显提高。分析其原因，最大载荷边界条件是对应于其质

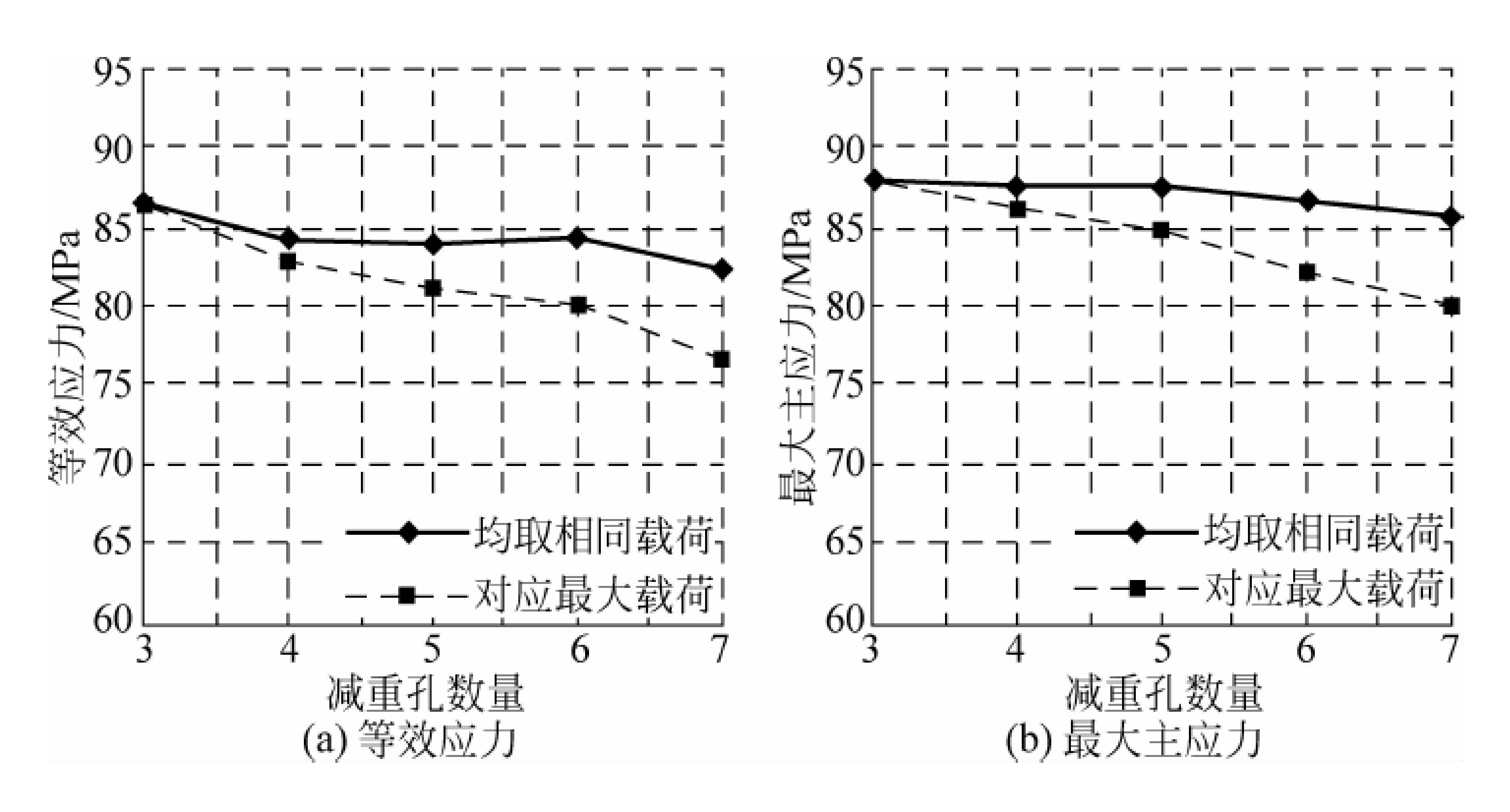


图 6-17 减重孔数量对内支撑强度的影响

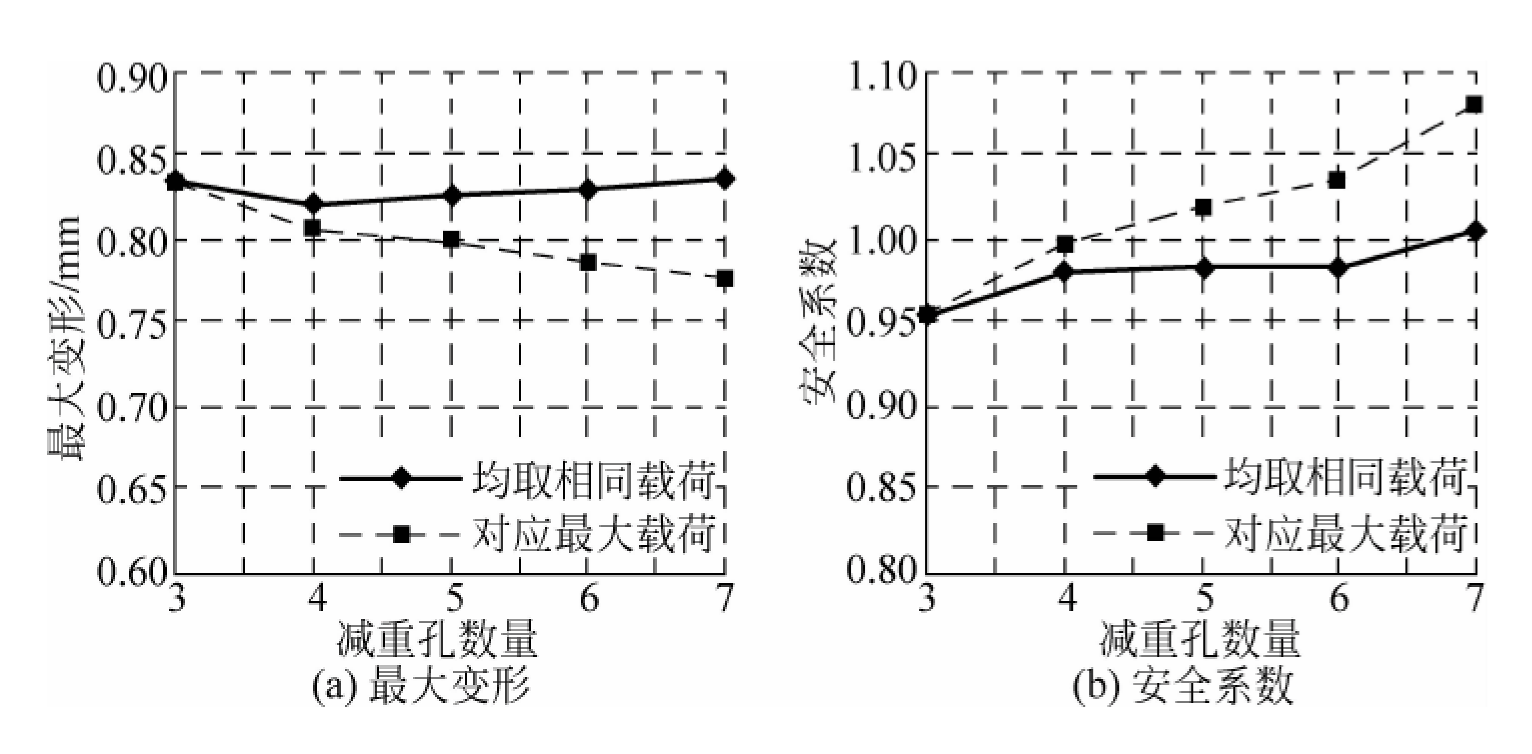


图 6-18 减重孔数量对内支撑安全程度的影响

量大小得到的，因为减重孔数量的增加使内支撑质量减小，采用较小的锁紧力就可以把内支撑固定在轮辋槽中，显然较小的锁紧力给内支撑造成的变形程度低，结构预应力也就比较小，内支撑的安全程度较高。

另外，在上述整个分析过程中，下一步的分析计算均继承了上一步的较优结果。直到本节的 5 孔减重内支撑，在其最大锁紧力载荷边界条件下的安全系数(1.0180)已经大于 1。说明经过上述分析和基于分析结果对内支撑结构进行合理的调整和确认，改善了内支撑三维结构应力分布，提高了内支撑的安全程度。但因为有限元分析的结果受单元质量的影响，上述分析仅对内支撑结构设计提供一定参考，其计算结果不能作为内支撑实际使用中安全与否的最终判据。还有，上述分析过程仅仅对圆形减重孔数量增加进行了分析，对其他形式的减重孔也可以参照本方式进行分析。

6.2 内支撑固有频率与影响因素

6.2.1 模态分析数学模型

内支撑经过上述优化、改进和性能继承过程，其结构形式基本已经满足了刚度极大化和材料极小化的要求。根据 2.3.2 节内容可知，内支撑本身具有一定的质量，在正常气压下，来自道路的冲击和振动由轮胎传递给轮辋，轮辋槽内的内支撑会受到振动影响。在轮胎爆

胎后的零压续跑行程中，来自道路的冲击和振动直接通过轮胎传递给内支撑。若零压续跑行程中发生共振，将可能导致内支撑破碎，给续行的车辆带来危险。对于一个振动系统来讲，具有若干个振动频率，但主要的是最低次的振动频率，一般称为第一阶固有频率或基频。它取决于内支撑本身的物理属性，与初始条件无关。

轮辋槽中内支撑可以看作是一个受外力作用的多自由度振动系统，当内支撑的固有频率与外部激励频率一致时，将会发生共振现象。以固有频率和振型分析为对象的模态分析（又称自由振动分析）是振动分析和结构动力学分析的基础。通过内支撑模态分析，可以查找内支撑在自由状态下，即没有外部激励载荷时，内支撑结构将产生振动的频率，以及在这些频率作用下的振型。通过模态分析可以进一步选择合理的设计方案，确认承受动态载荷结构设计中的重要参数，对结构进行更为有效的验证。对承受外力的多自由度系统，其运动方程的一般形式为

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{a}} + \boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{a}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{a} = \boldsymbol{F} \tag{6-1}$$

式中，$\boldsymbol{M}$——质量矩阵；

$\boldsymbol{C}$——阻尼矩阵；

$\boldsymbol{K}$——刚度矩阵；

$\boldsymbol{F}$——节点载荷矩阵；

$\ddot{\boldsymbol{a}}$——节点加速度向量；

$\dot{\boldsymbol{a}}$——节点速度向量；

$\boldsymbol{a}$——节点位移矢量。

模态分析的数学模型是通用运动方程式(6-1)的一个子集，即

$$\boldsymbol{M}\dot{\boldsymbol{a}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{a} = \boldsymbol{0} \tag{6-2}$$

式(6-2)忽略了阻尼和外部激励，描述了系统的自由振动，从而揭示出系统的自然频率和振型。模态分析中，结构通常被假设为线性，因此其响应的假设为谐响应：

$$\boldsymbol{a} = \ _i\cos(\omega_i t) \tag{6-3}$$

式中，$_i$——振型（特征向量），其中 $i=1,2,3,\cdots$；

ω_i——振型 i 的固有频率。

将式(6-3)取代线性运动方程式(6-2)中的值，得

$$-\omega_i^2\boldsymbol{M}\ _i\cos(\omega_i t) + \boldsymbol{K}\ _i\cos(\omega_i t) = \boldsymbol{0} \tag{6-4}$$

将式(6-4)整理得

$$(-\omega_i^2\boldsymbol{M} + \boldsymbol{K})\ _i\cos(\omega_i t) = \boldsymbol{0} \tag{6-5}$$

因为解 $\phi_i=\mathbf{0}$ 是没有意义的，因此需要求解 ω_i：

$$(\boldsymbol{K} - \omega_i^2\boldsymbol{M})\ _i = \boldsymbol{0} \tag{6-6}$$

对于一个模态分析，固有频率 ω_i 和振型 $_i$ 都可以从矩阵方程式(6-6)中得到。因为 $\boldsymbol{K}$ 和 $\boldsymbol{M}$ 是常量，故对内支撑模态分析需要作如下基本假设：

(1) 内支撑材料为线弹性特性；

(2) 使用小挠度理论，不包含非线性特性；

(3) $\boldsymbol{C}$ 不存在，因此不包括阻尼因素；

(4) $\boldsymbol{F}$ 不存在，因此内支撑结构没有外部激励因素；

(5) 根据物理方程,内支撑结构的基部(与轮辋槽接触)被约束;
(6) 内支撑固定靠螺栓预紧,需要进行预应力模态分析;
(7) 暂不考虑温度对内支撑的影响。

6.2.2 内支撑模态分析物理模型

内支撑模态分析基于 ANSYS 协同设计与分析仿真技术进行,其具体过程和结构静力分析过程十分类似,分析流程如图 6-19 所示,其中数据转化与准备包括定义材料属性、模型数据转换、有限元网格化分和定义约束等,若进行预应力模态分析还要定义其载荷条件。用于模态分析的内支撑模型,是经过结构拓扑优化和相关几何特征对内支撑结构强度静力学分析及调整之后的物理模型,自然携带着上述分析的模型数据信息和分析结果信息。内支撑模态分析主要是对其结构进行有效验证,以避免和轮胎的固有频率或其他外部激励载荷频率发生重叠而共振。

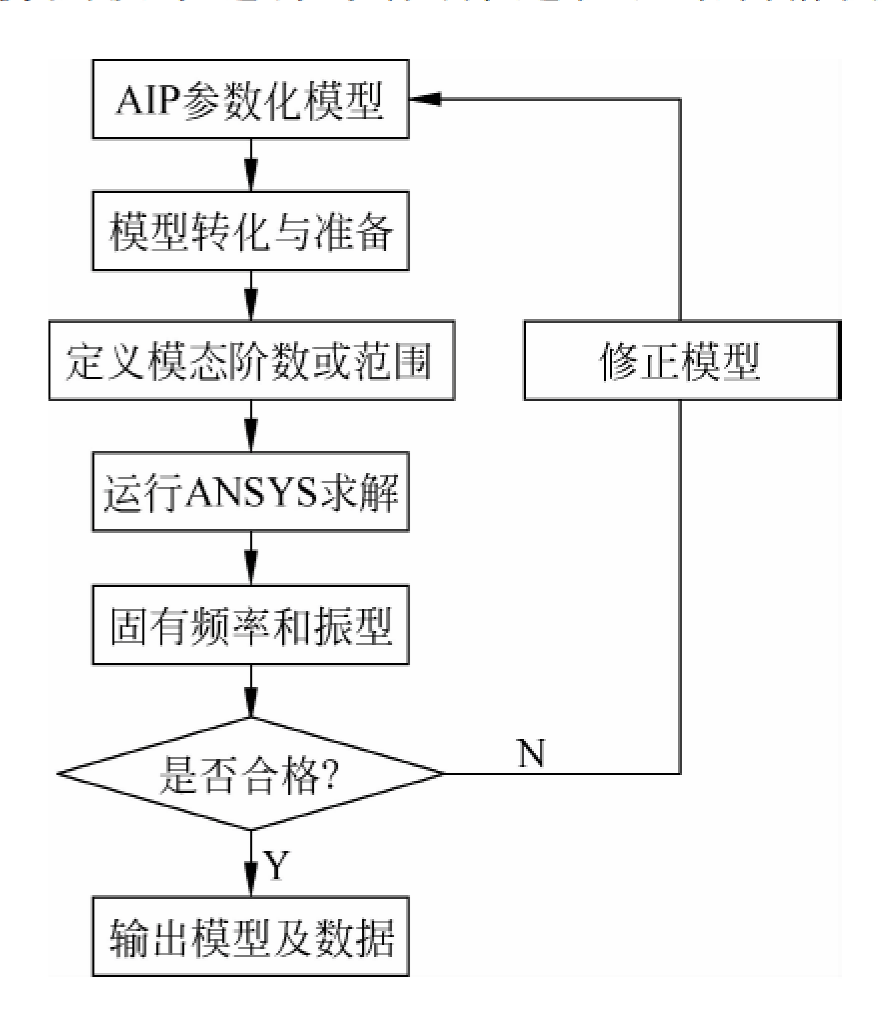


图 6-19 基于 ANSYS 协同设计的内支撑模态分析流程

因为没有外部激励载荷,定义材料属性仅需要材料密度、杨氏模量和泊松比即可。PA66 材料属性可以由 CAD 模型携带,也可以在 ANSYS Workbench 中定义。用于模态分析的内支撑模型结构比较复杂,包括减重结构等几何特征,因此需要设置较细密的网格单元,以获得较高的模态计算精度。图 6-20 所示为准备用于模态分析的内支撑有限元网格模型,使用的 ANSYS 单元是 10 节点四面体实体结构单元(10-node tetrahedral structural solid),网格相关性控制设置为 80,得到的节点数共 16350 个,单元数是 9508 个。

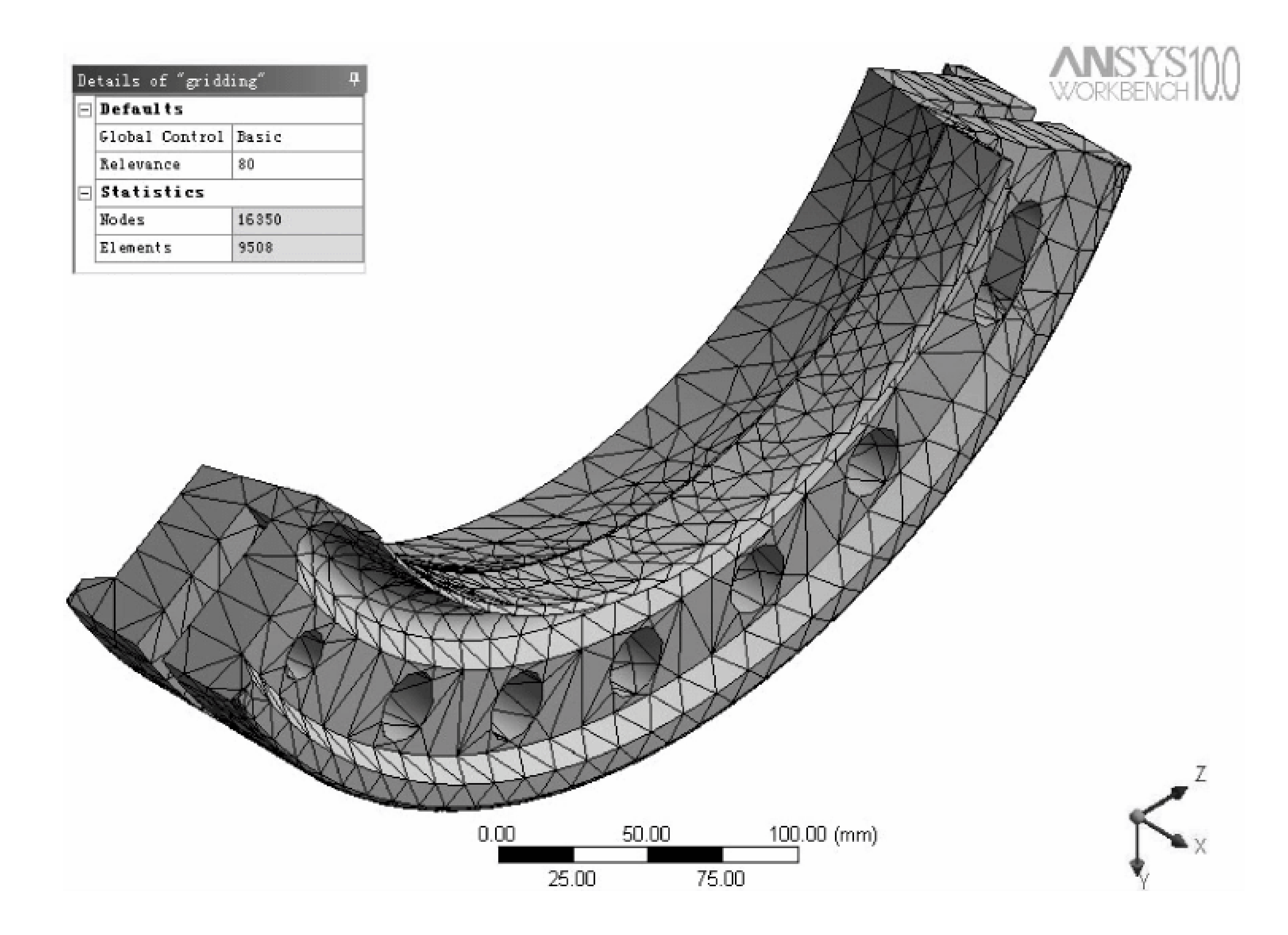


图 6-20 内支撑模态分析有限元网格模型

6.2.3　内支撑模态分析边界条件

边界条件对于模态分析非常重要,因为它直接影响到部件的固有频率和振型,因此需要仔细考虑模型被约束的实质形式。图 6-21 所示为施加固定约束的内支撑模型。

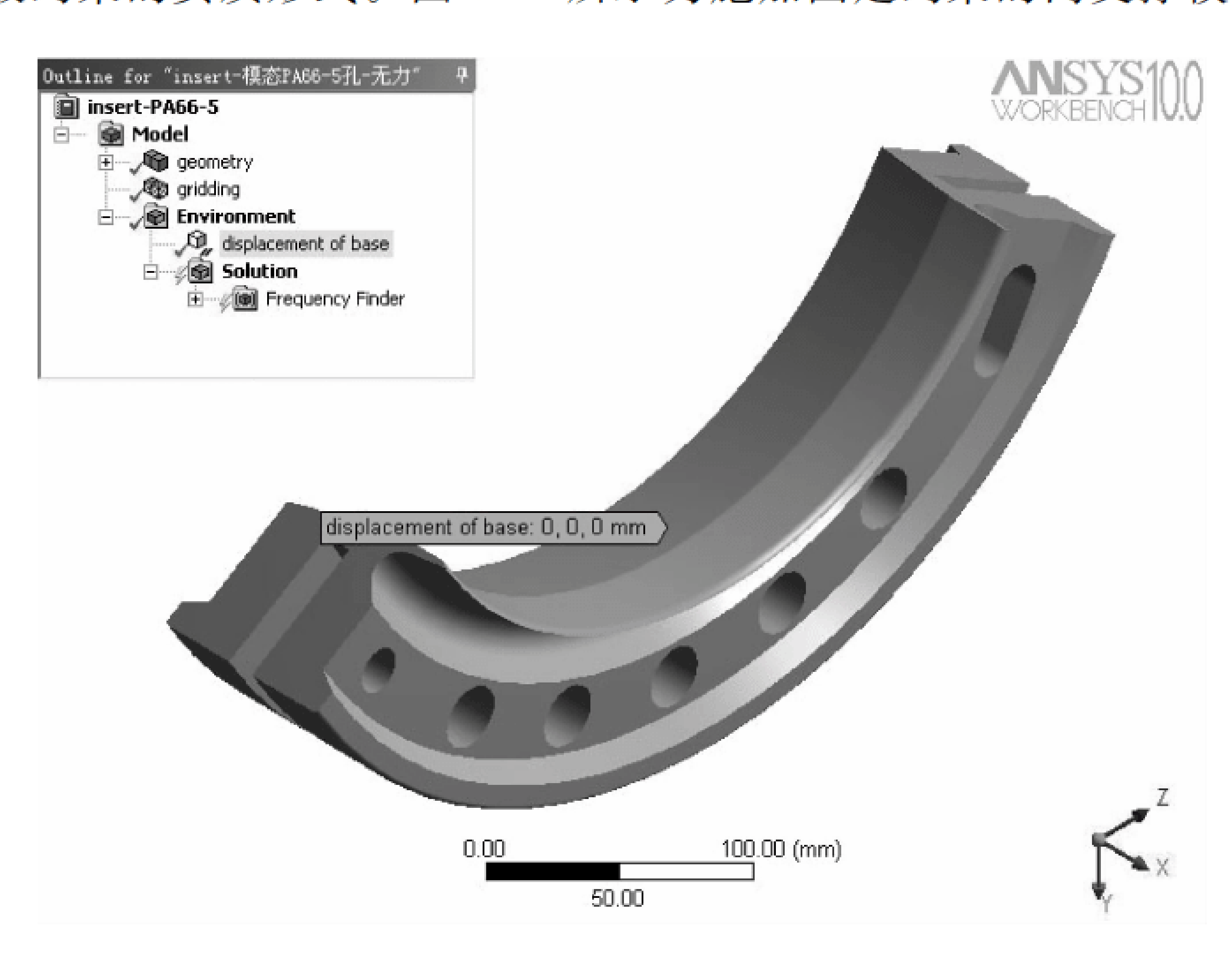


图 6-21　内支撑模态分析固定约束

内支撑装配到轮辋槽中,在预紧力和摩擦力联合作用下内支撑与轮辋槽之间紧密接触而没有相对位移,但由于模态分析是纯粹的线性分析,而接触摩擦是非线性的,在模态分析中一般不推荐使用摩擦接触。因此可以将内支撑与轮辋槽的接触面定义为等效的固定约束,以限制其在轮辋槽的移动或转动自由度。

6.2.4　内支撑固有频率和振型

对图 6-21 所示的内支撑模型执行 ANSYS 模态求解方案。内支撑模态分析采用 ANSYS 自动选择求解器。针对一个连续系统,理论上有无限多个自由度和固有频率。而对许多实际问题,仅仅只有前几阶固有频率是重要的。采用系统默认的 6 阶模态数量(最大为 200)进行计算,不限定特殊的频率搜索范围,得到内支撑在不受外力作用下的前 6 阶固有频率如表 6-10 所示。图 6-22 给出了对应于表 6-10 所列各阶频率的内支撑振型图,图中的位移量是一个相对值而不是绝对值。

表 6-10　内支撑 6 阶固有频率计算结果　　Hz

内支撑	1 阶频率	2 阶频率	3 阶频率	4 阶频率	5 阶频率	6 阶频率
5 孔	1233	1282	1585	1708	1736	1889

由图 6-22 可以看出,内支撑在其各阶固有频率下的振型表现为多种形式。前 4 阶频率主要体现在内支撑锁块孔端和螺栓销孔端的左右振动。其中在第 1 阶和第 2 阶固有频率下,内支撑主要表现为端部向轮胎安装环槽一侧的振动变形,第 3 阶和第 4 阶固有频率则表现为内支撑端部两侧向锁环槽内部的振动变形。第 5 阶和第 6 阶固有频率下的内支撑表现

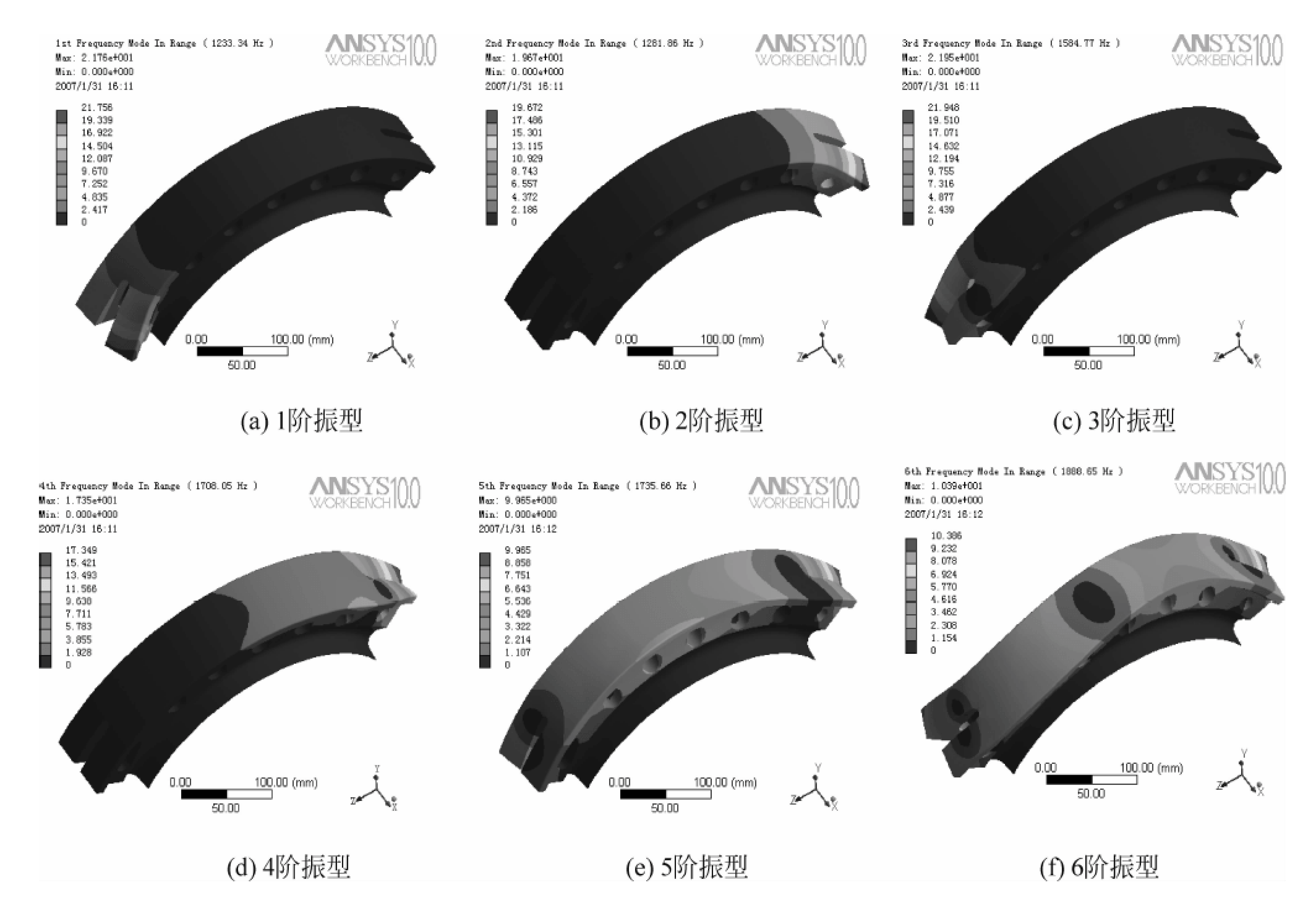


图 6-22 内支撑 6 阶模态固有振型

为内支撑中上部整体多方向的振动变形。

为了预测减重孔数量对内支撑固有频率的影响，可以分别对 5.4.4 节的 3 孔、4 孔、5 孔、6 孔、7 孔模型和无减重孔的内支撑模型施加固定约束，并分别运行 ANSYS 模态求解方案，计算得到的前 6 阶固有频率对比曲线如图 6-23 所示。在各阶频率下的内支撑振型表现与图 6-22 类似。

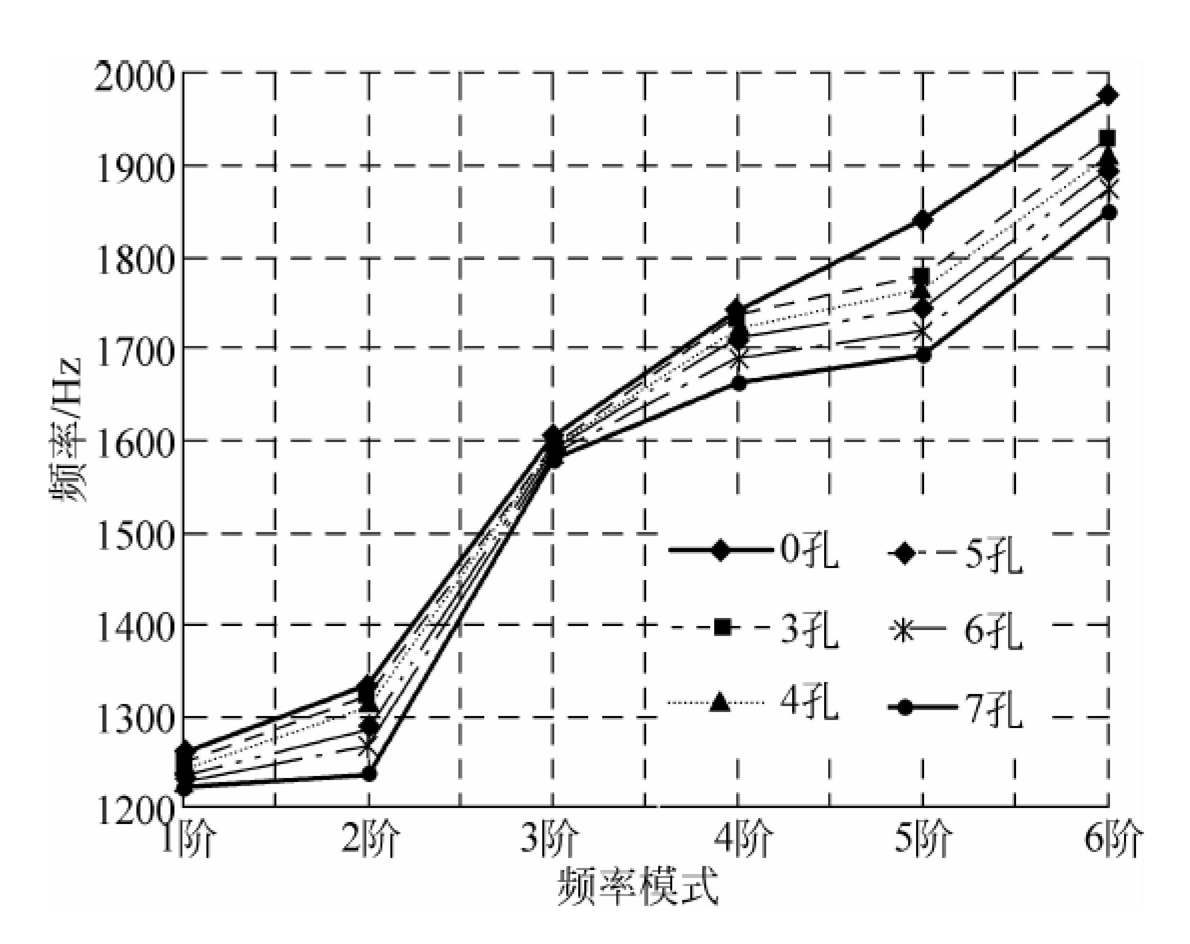


图 6-23 减重孔对内支撑自然频率的影响

由图 6-23 可知，减重孔的设置降低了内支撑各阶固有频率，随着减重孔数目的增加，内支撑的固有频率逐渐降低，但减小幅度都不是很大。各阶固有频率最低的 7 孔减重内支撑最低固有频率也在 1200Hz 以上。

6.2.5　锁紧的内支撑固有频率

内支撑是在螺栓的预紧力作用下装卡在轮辋槽而固定的，因此内支撑实际是处于一种预应力状态。结构的预应力状态可能影响到它的固有频率，尤其是对于一些在某个结构尺寸上很小的部位。因此有必要对于这种预应力结构进行预应力模态分析。内支撑预应力模态分析需要施加除了固定约束外的作用力载荷，包括装卡锁紧力载荷、地面反作用力载荷和惯性载荷。图6-24所示为处于预应力状态下的内支撑模型边界条件。

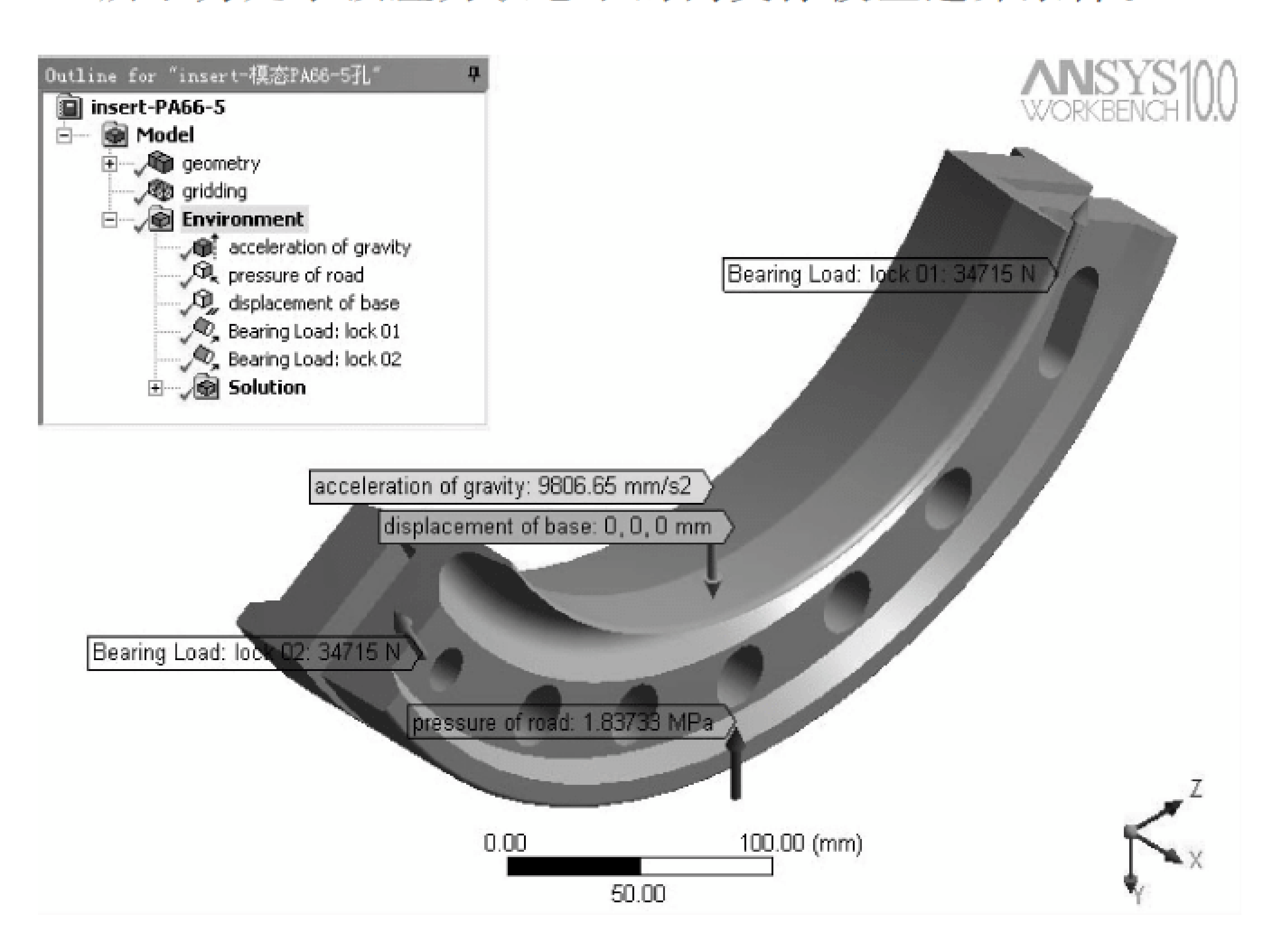


图6-24　内支撑预应力模态分析边界条件

由图6-24可以看出，具有预应力的内支撑模型边界条件和内支撑静力分析时类似。这里采用了该模型对应的最大载荷边界条件，即车辆以最大时速匀速行驶时的内支撑受力平衡状态，各载荷大小、作用位置和方向如图中所示。在求解预应力模态分析的过程中，需要自动执行两个迭代过程。首先执行最初的线性静态分析过程，即求解方程式

$$\boldsymbol{K}\boldsymbol{x}_0 = \boldsymbol{F} \tag{6-7}$$

然后基于静态分析的应力状态考虑应力硬化矩阵[$\boldsymbol{S}$]的影响，进行预应力模态计算：

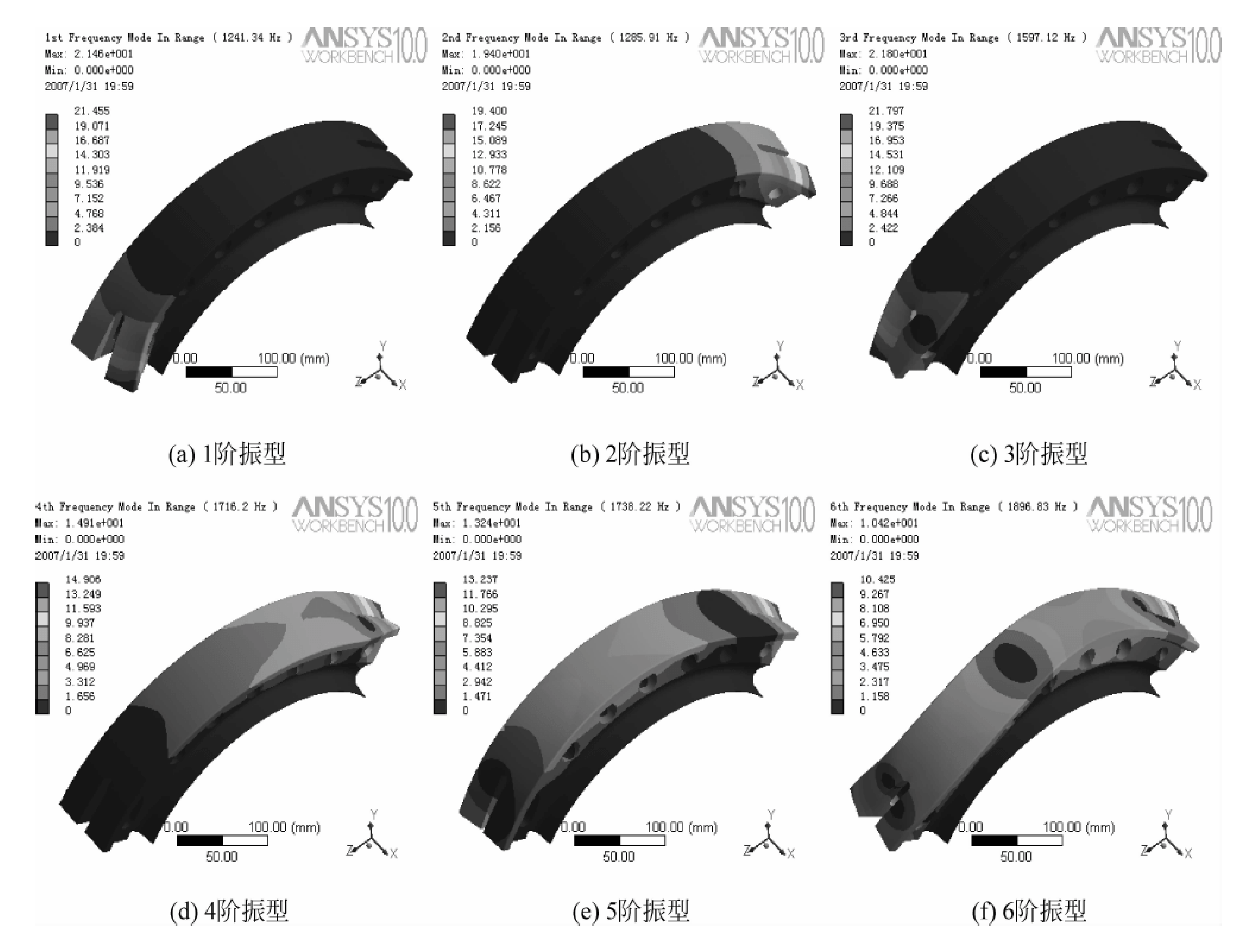
$$\begin{cases} ((\boldsymbol{K}+\boldsymbol{S})-\omega_i \boldsymbol{M}) \quad _i = \boldsymbol{0} \\ \quad _0 \rightarrow \boldsymbol{S} \end{cases} \tag{6-8}$$

执行ANSYS预应力模态分析过程和标准的自由振动分析过程类似，采用ANSYS自动选择求解器和系统默认的6阶模态数量进行计算，不限定特殊的频率搜索范围，得到内支撑预应力固有频率如表6-11所示。

表6-11　内支撑6阶预应力固有频率计算结果　Hz

内支撑	1阶频率	2阶频率	3阶频率	4阶频率	5阶频率	6阶频率
5孔	1241	1286	1597	1716	1738	1896

对应于表6-11各阶频率的内支撑预应力模态振型如图6-25所示。



(a) 1阶振型 (b) 2阶振型 (c) 3阶振型
(d) 4阶振型 (e) 5阶振型 (f) 6阶振型

图 6-25 内支撑 6 阶预应力模态固有振型

由图 6-25 可以看出，预应力对内支撑各阶固有振型的表现形式没有多少改变，但从获得的数据（见表 6-11）来看，各阶固有频率值有所上升。说明预应力对内支撑的自然频率是有一定影响的，预应力状态下的内支撑固有频率有所提高。这对内支撑在轮辋槽内的稳固性和可靠性是有一定帮助的。

类似于无预应力状态的内支撑模态分析，可以将 5 种设有减重孔结构的内支撑和无减重孔的内支撑执行 ANSYS 预应力模态求解，分别获得它们的各阶（前 6 阶）预应力固有频率对比曲线如图 6-26 所示。

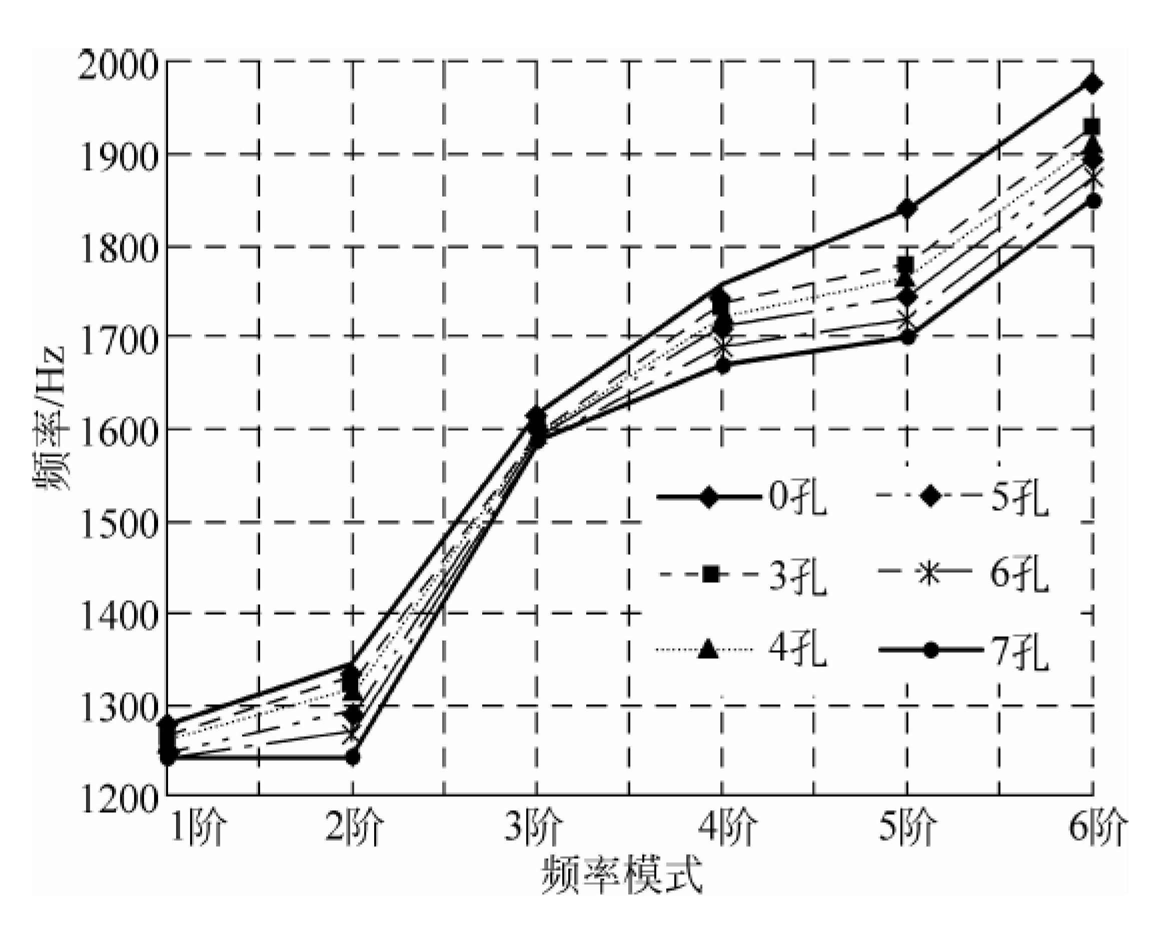


图 6-26 内支撑 6 阶预应力固有频率

由图 6-26 可知，内支撑预应力固有频率与无预应力固有频率随减重孔数量的增加变化趋势一致，减重孔的设置降低了内支撑各阶预应力固有频率，随减重孔数目的增加对内支撑预应力固有频率减小幅度也不是很大。

6.2.6 不同减重孔数量模态对比

预应力模态与无预应力模态对比分析如图 6-27 所示。由图 6-27 进一步验证了内支撑预应力固有频率与无预应力固有频率随减重孔数量的增加变化趋势一致，预应力的存在提高了各种内支撑(不同减重孔结构)的各阶固有频率，但提高幅度不是很大。

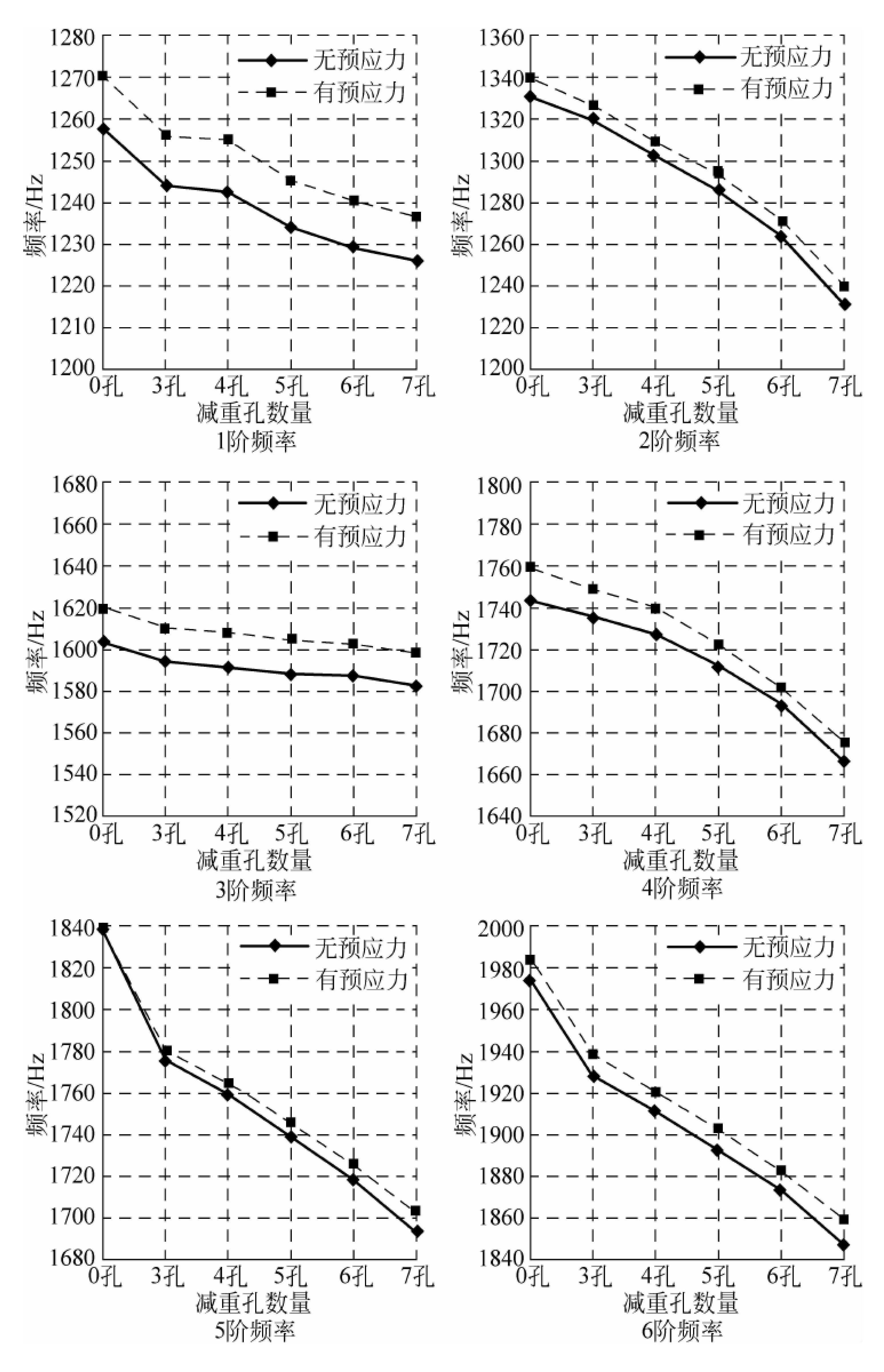
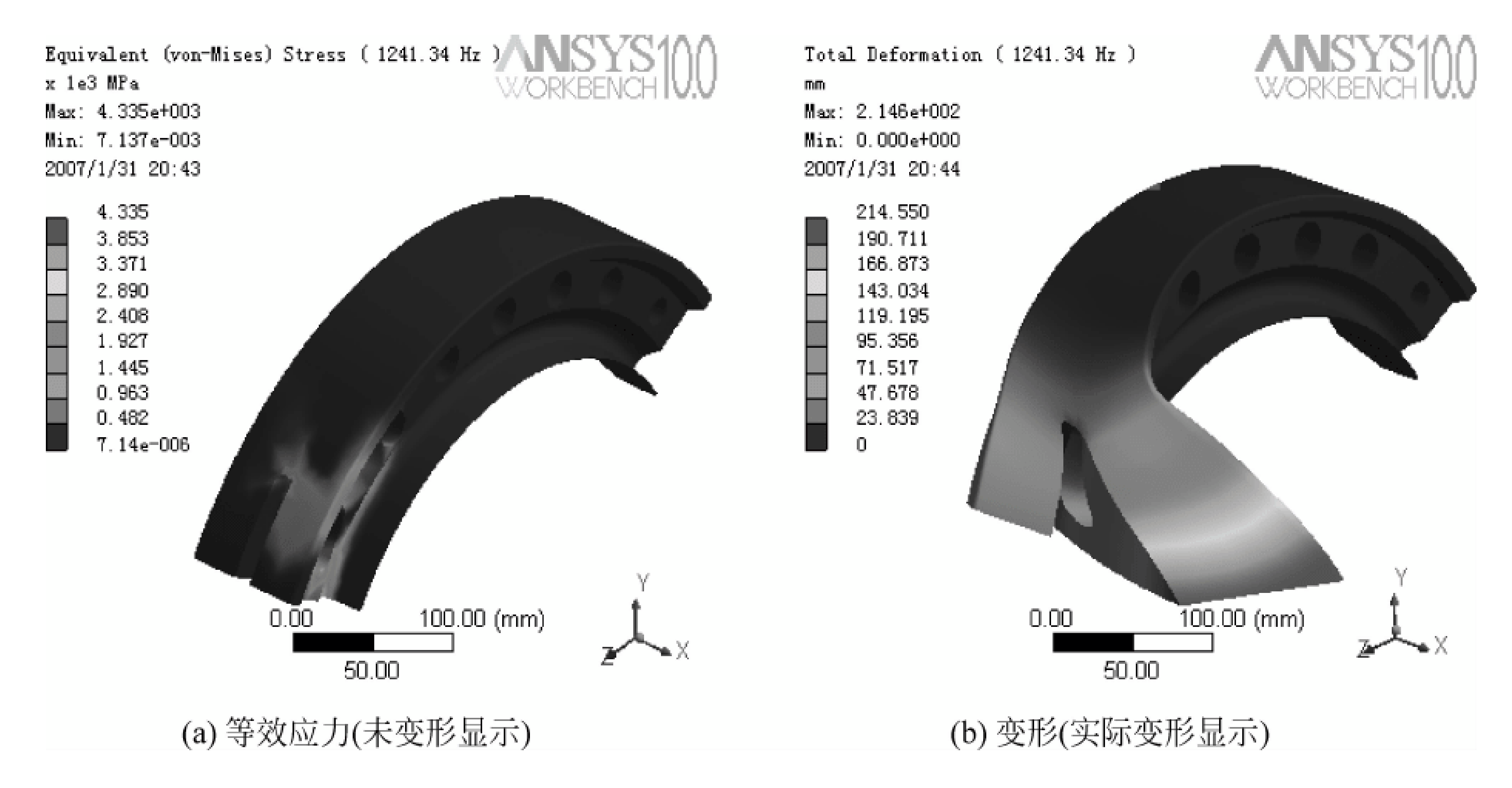


图 6-27 无预应力与有预应力的内支撑 6 阶自然频率对比

6.2.7 基频下内支撑安全性预测

各频率下对应的振型是一个相对值而不代表内支撑相应部位的绝对位移量，如果要获得在各阶频率下的内支撑实际应力状态和变形位移量，需要基于模态分析的各阶振型结果之上运行 ANYSY 结构应力求解方案，获得对应某个特殊模态的相对应力/应变及总变形值。图 6-28 给出了对应于预应力第 1 阶模态固有频率的内支撑等效应力云图（未变形显示）和总变形图（实际变形显示）。



(a) 等效应力(未变形显示)　　(b) 变形(实际变形显示)

图 6-28　基于 1 阶预应力模态的内支撑等效应力和变形

由图 6-28 不难看出，内支撑在第 1 阶预应力固有频率下的等效应力集中在锁块孔端的轮胎安装环槽一侧，等效应力最大值达到 4335MPa。内支撑实际变形程度（true scale）也是非常严重的（达到 214mm），这说明内支撑若受到此频率的外部激励将是非常危险的。这种应力和变形是基于内支撑某个特殊模态（Frequency Finder 分支）获得的，不代表内支撑当前预应力实际状态和位移。由于施加了外部载荷而造成的内支撑实际应力状态和位移是在模态分析的第一步中（Solution 分支）获得的。预应力模态分析所施加的最大载荷边界条件与内支撑结构静力分析中的边界条件（5 孔减重结构）是相同的，在模态分析过程中没有对内支撑几何模型进行尺寸参数改动，所以内支撑实际应力状态和位移情况也与内支撑结构静强度分析时相同（相同网格划分控制下），其计算结果代表内支撑的真实应力和位移值。

通过查看内支撑的自然频率和振型，对在不同激励作用下的内支撑结构动态响应有了明确的预测，即在计算得到的各阶频率下给定内支撑外部激励，内支撑将发生如各阶振型所示的振动变形。这种变形是极具破坏力和危害性的，往往因共振的发生而导致材料永久性变形失效，甚至会造成内支撑破碎甩出轮辋槽。在轮胎动力学研究中，不少学者对现有各种轮胎的固有频率和振型也进行了大量分析和实验，从这些研究中得知轮胎的固有频率范围不会超越 500Hz。内支撑的固有频率（包括预应力固有频率）远远高于轮胎固有频率范围，所以此结构的内支撑很不容易与轮胎固有频率重叠而发生共振破坏。对于外部激励而言，内支撑主要是承受来自路面的冲击和振动。只要这种冲击和振动不能产生与内支撑固有频率一致的高频激励作用，内支撑亦很难发生共振破坏。

6.3　材料选择对内支撑安全性的影响

6.3.1　内支撑整体网格控制

为了预测优化设计后不同材料的内支撑结构安全性，需要对内支撑物理模型进行更为精确的计算求解。由于需要衡量计算成本和网格化分数目之间的矛盾，在前面的所有的结构静力学分析中均采用了系统Basic(默认)网格控制方式，即网格相关性设置值为0，该值对应的网格数量和密度并不够细密，单元的大小也会因内支撑结构的复杂而变得很不一致，这势必会造成内支撑结构应力计算结果不够精确。在预应力模态分析中曾经对有限元网格相关性设置进行调整，即由默认设置0更改为80，以获得内支撑较精细的网格划分。细密的网格可以使计算结果更精确，但会增加计算时间和需要更大的存储空间。一般在理想的情况下，所需要的网格最佳密度是计算的结果不再随网格的加密而改变。

因为5个圆形减重孔的内支撑与初始设计相比结构变得比较复杂，网格的质量对计算结果精度的影响比初始设计影响程度加大，为了获得更加准确的内支撑结构强度和安全性信息，将内支撑网格控制由Basic(默认)方式设置为Advanced方式，首选对内支撑整体网格尺寸进行统一宏观控制，然后对装卡锁紧部位进行局部单元细化。Advanced方式提供了更加强大的对网格大小和疏密进行调整的功能，如可以定义平均的单元边长度、可以定义单元之间有更加相近的曲率、可以设置对单元质量的检测等。根据5孔内支撑结构尺寸和几何特征，将整体单元尺寸(Element Size)分别设置为8mm、10mm、12mm，获得的节点和单元数量如表6-12所示，预览观察内支撑有限元网格划分质量如图6-29所示。

表6-12　不同单元尺寸的内支撑有限元模型节点和单元数量

整体单元尺寸/mm	8	10	12
节点数量	30955	24084	18180
单元数量	18899	14489	10775

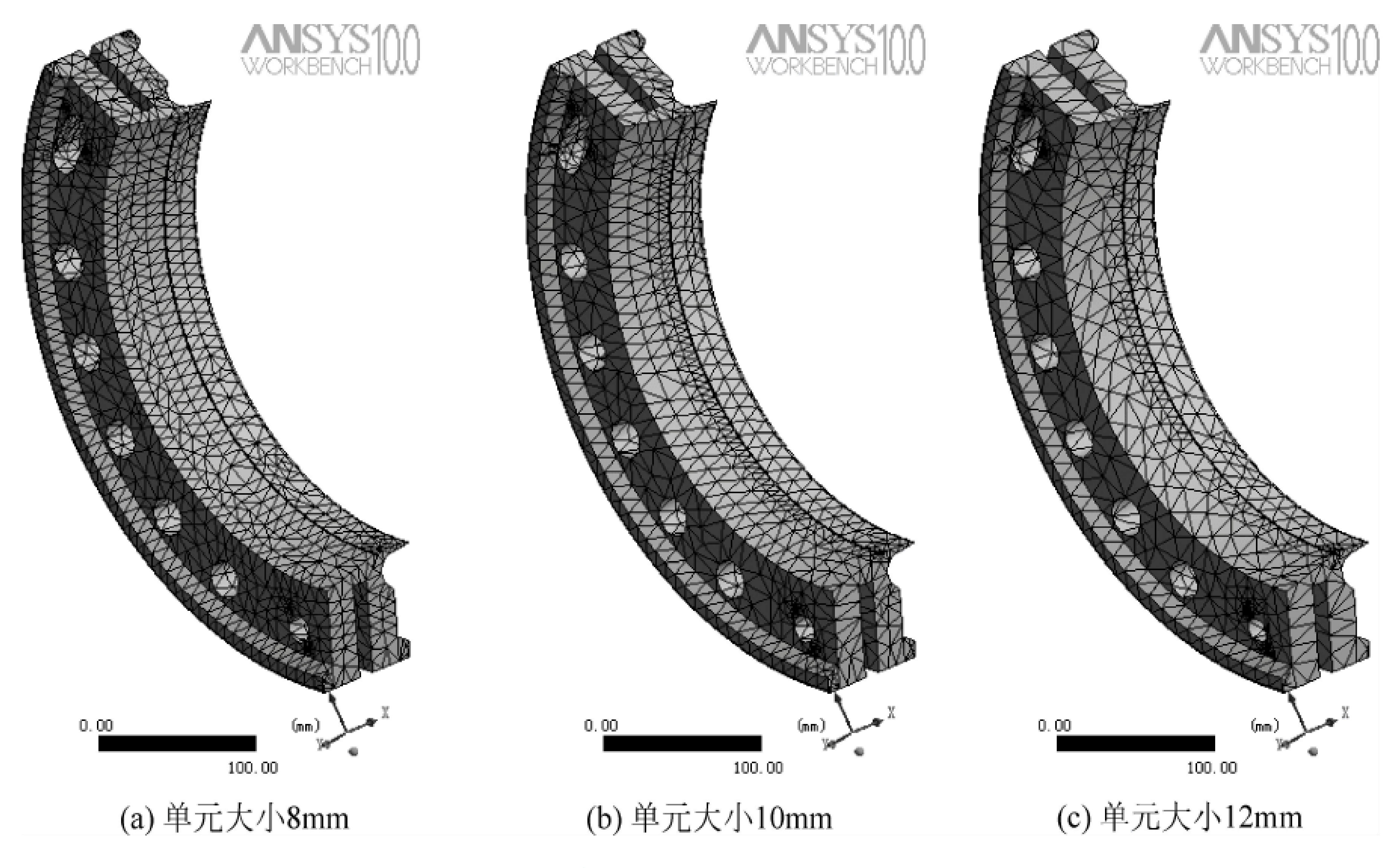


图6-29　不同单元大小下的内支撑有限元网格

由表 6-12 和图 6-29 可知，整体单元尺寸越小，得到的节点数和单元数越多，内支撑网格划分较细密；反之，得到的节点和单元数目越少，网格划分较稀疏。内支撑两端部由于结构比较复杂，较小的单元尺寸使网格划分更加均匀，而偏大的单元尺寸使网格变得不规则。综合考虑网格密度、计算时间和对计算结果稳定性影响的基本原则，结合网格形状和排列的规则性，选择整体单元大小为 10mm 时作为内支撑强度精确计算的有限元网格模型。通过 Element Size 进行整体网格宏观控制得到的网格在内支撑各个部位分布基本大小一致，网格过渡比较平滑。

6.3.2 装卡部位局部单元细化

对于内支撑两端装卡锁紧部位的网格划分质量可以通过局部网格控制对已划分的网格进行单元细化，以提高计算结果的精确度。单元细化一般应用的手段是定义被选的边、面或体的平均单元尺寸，或者定义被选边的划分数量。通过控制网格尺寸，可以得到相对统一的网格密度，获得比整体边的长度更密（或更疏）的网格质量。在图 6-29(a)中显示当单元大小为 8mm 时，内支撑装卡锁紧部位有较好的网格质量，因此该部位的结构表面（共 20 个面）通过局部网格控制（Sizing）设置平均单元大小为 8mm（见图 6-30(a)），然后再将这些面的单元按 ANSYS 推荐的 1 级别加密（Refinement）把各单元边界划分为初始单元边界的一半（见图 6-30(b)），最后把锁块孔和螺栓销孔的内表面（尤其是柱面）进行映射网格划分（Mapped Face Meshing），以使圆柱面部分获得对计算求解有益的更加均匀一致的网格质量（见图 6-30(c)）。除此之外，为了使单元之间有更加相近的曲率和接近性，设置 Curv/Proximity 控制为推荐值 0。对单元形状质量检查（Shape Checking）采用线性分析的标准方式，即 Jacobian 在积分点检查，以预报网格划分失效的可能性。

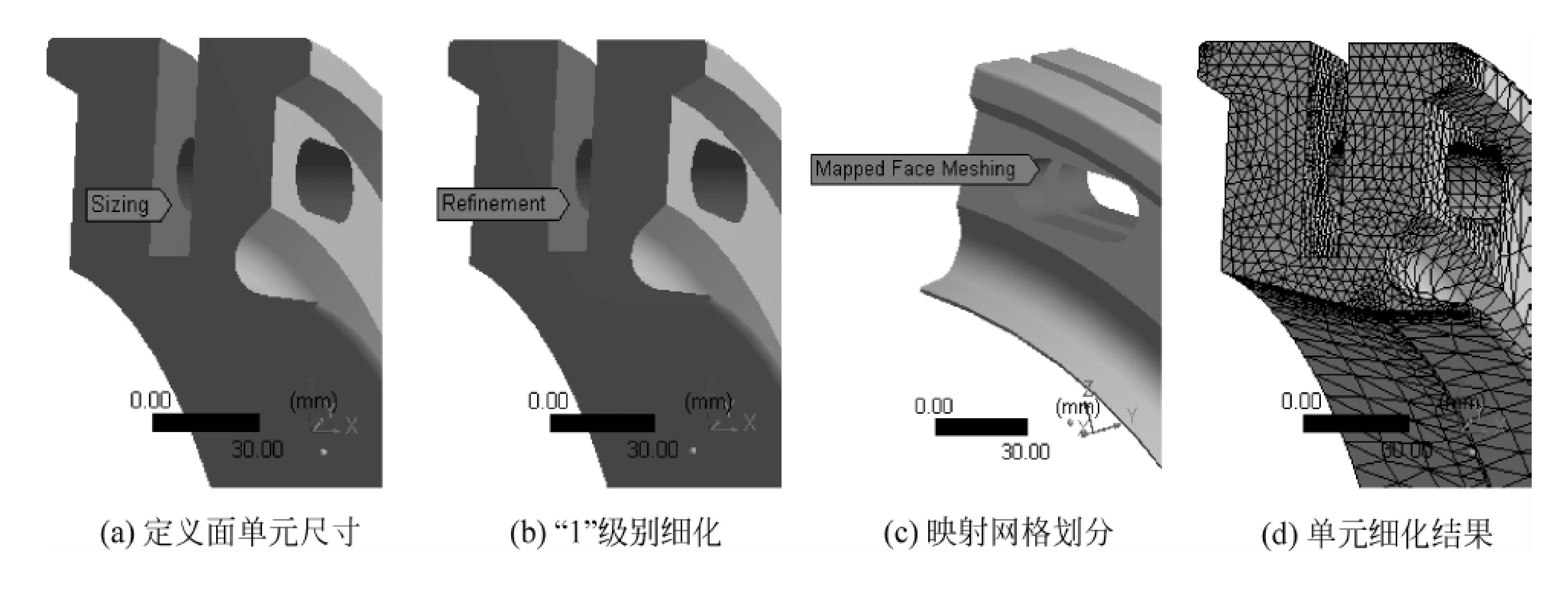


图 6-30 内支撑端部单元细化

将单元细化设置完成之后，执行 ANSYS 网格划分计算，得到内支撑有限元网格模型的细化结果。图 6-30(d)所示为内支撑锁块孔端单元细化结果。图 6-31 所示为单元细化后内支撑有限元网格整体模型，共得到 99156 个节点和 64391 个单元。

对网格划分完毕的内支撑模型施加固定约束、惯性载荷和力载荷边界条件。这里继承了 5 孔减重 PA66 材料的内支撑最大载荷边界条件，将它们全部显示如图 6-32 所示。

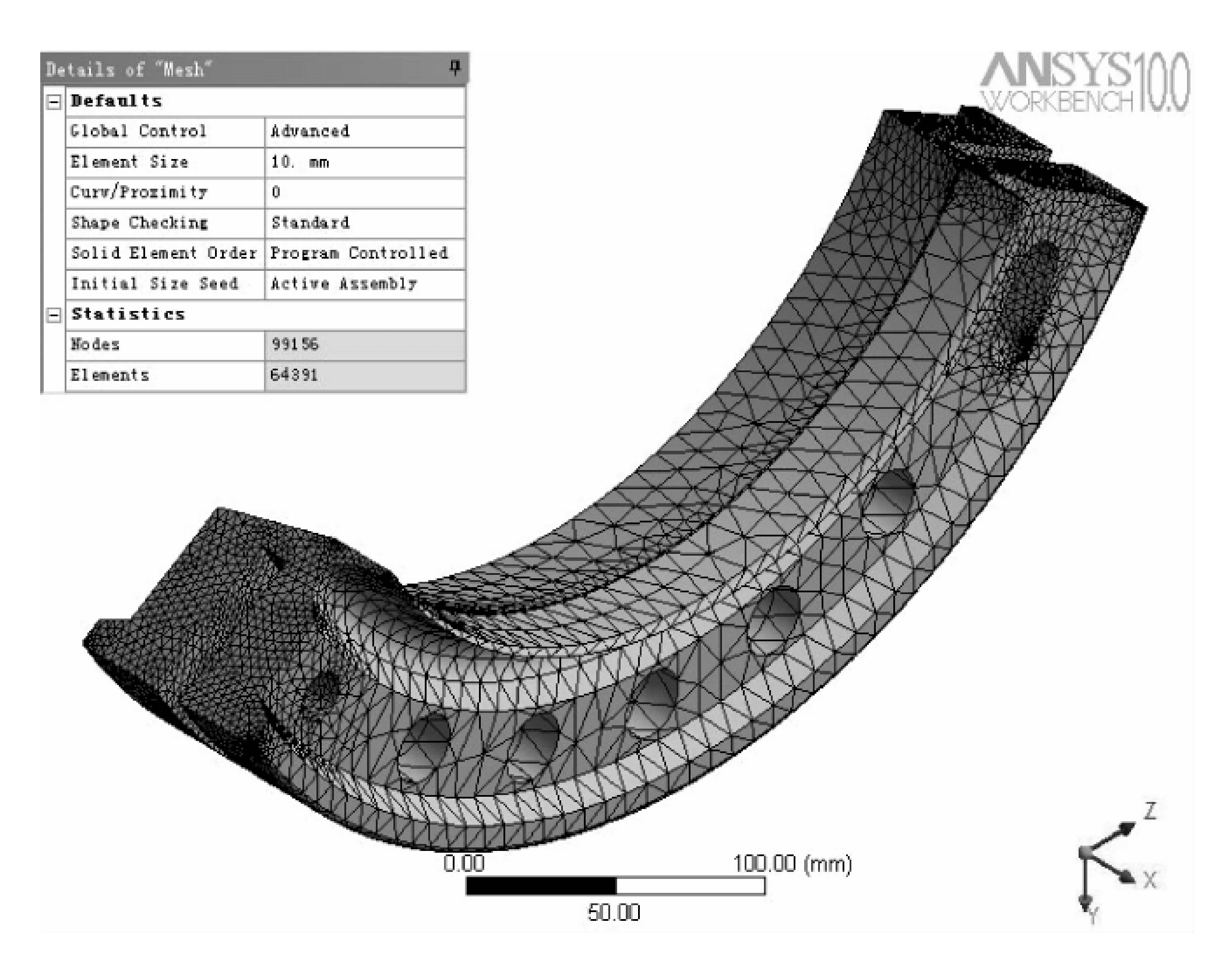


图 6-31 单元细化后的内支撑有限元网格模型

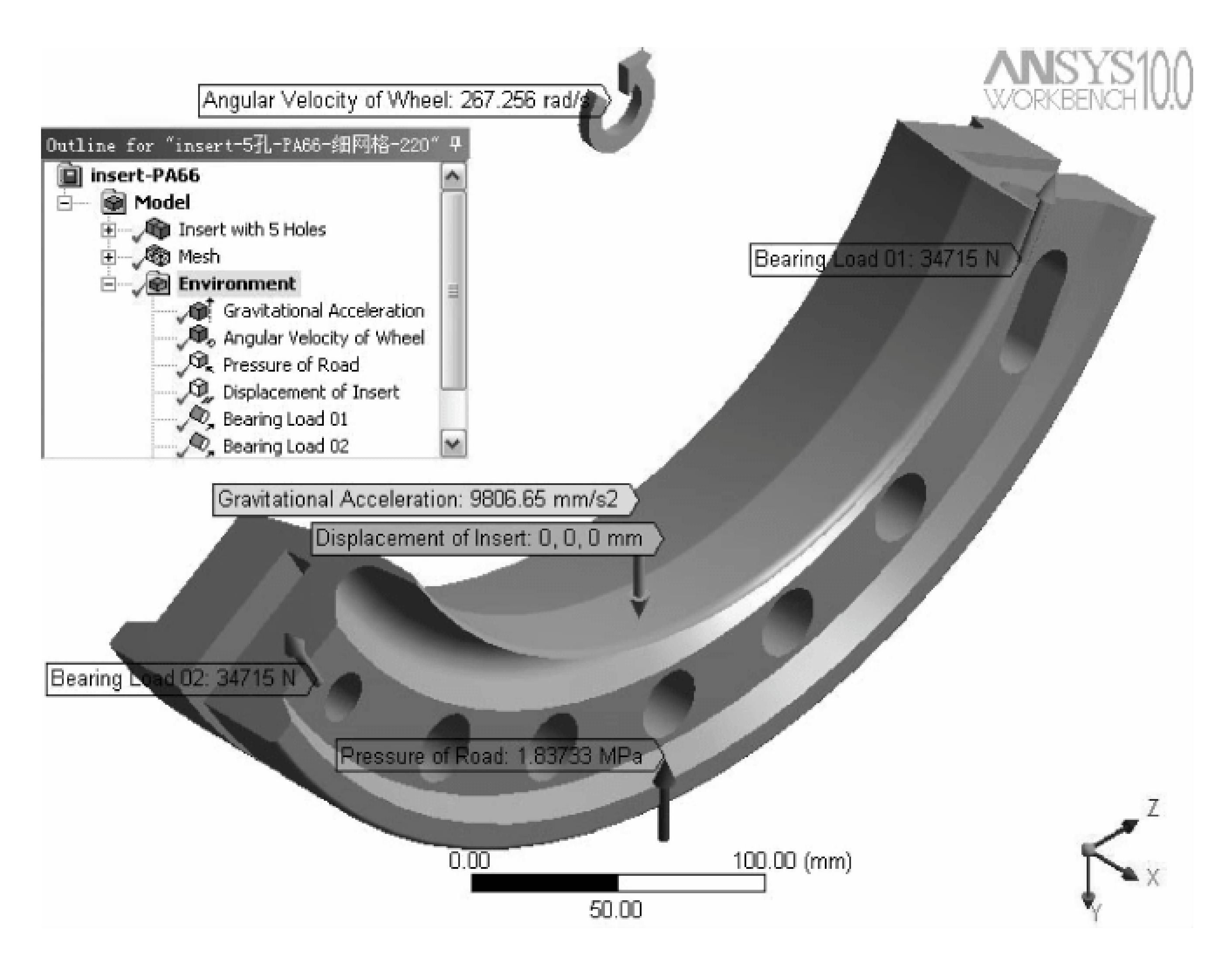


图 6-32 单元细化后的内支撑边界条件

6.3.3 精确计算求解与结果分析

对经过单元细化并施加了载荷边界条件的内支撑物理模型执行 ANSYS 静力计算求解,得到内支撑的等效应力云图如图 6-33 所示。

由图 6-33(a)可以清楚地看出,内支撑整体等效应力集中区域在装卡锁紧部位,等效应力的最大值是 90.483MPa,比内支撑单元细化之前的结果(见 6.1.7 节)有所增加。图 6-33(b)显示了等效应力最大位置,等效应力最大点位置标志精确地指示在内支撑锁块孔内部靠前偏下的位置。

图 6-34 给出了内支撑最大主应力云图。内支撑的绝大部分主体区域最大主应力分布比较均匀,两端区域偏大。最大主应力的最大值是 96.973MPa,最大值标志也出现在锁块

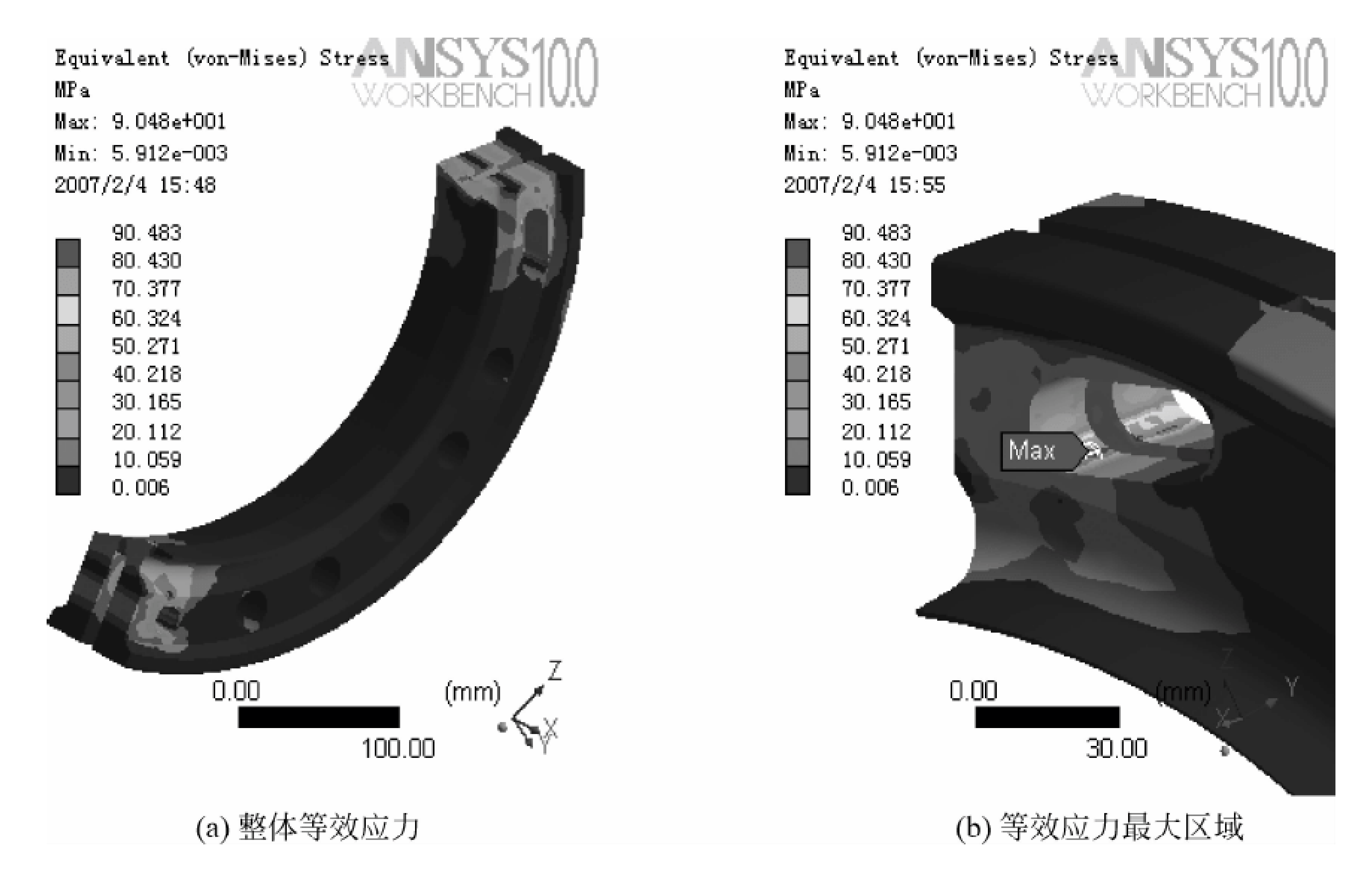


图 6-33 最大载荷时单元细化后的内支撑等效应力

孔内部靠前偏下的位置(见图 6-34(b))。图 6-35 给出了内支撑变形程度。变形区域在内支撑两端装卡锁紧部位,最大变形量为 0.833mm,最大变形量标志显示在锁块孔前柱面与锁环槽侧面交会区域(见图 6-35(b)),整个锁紧壁的变形趋势较严重。

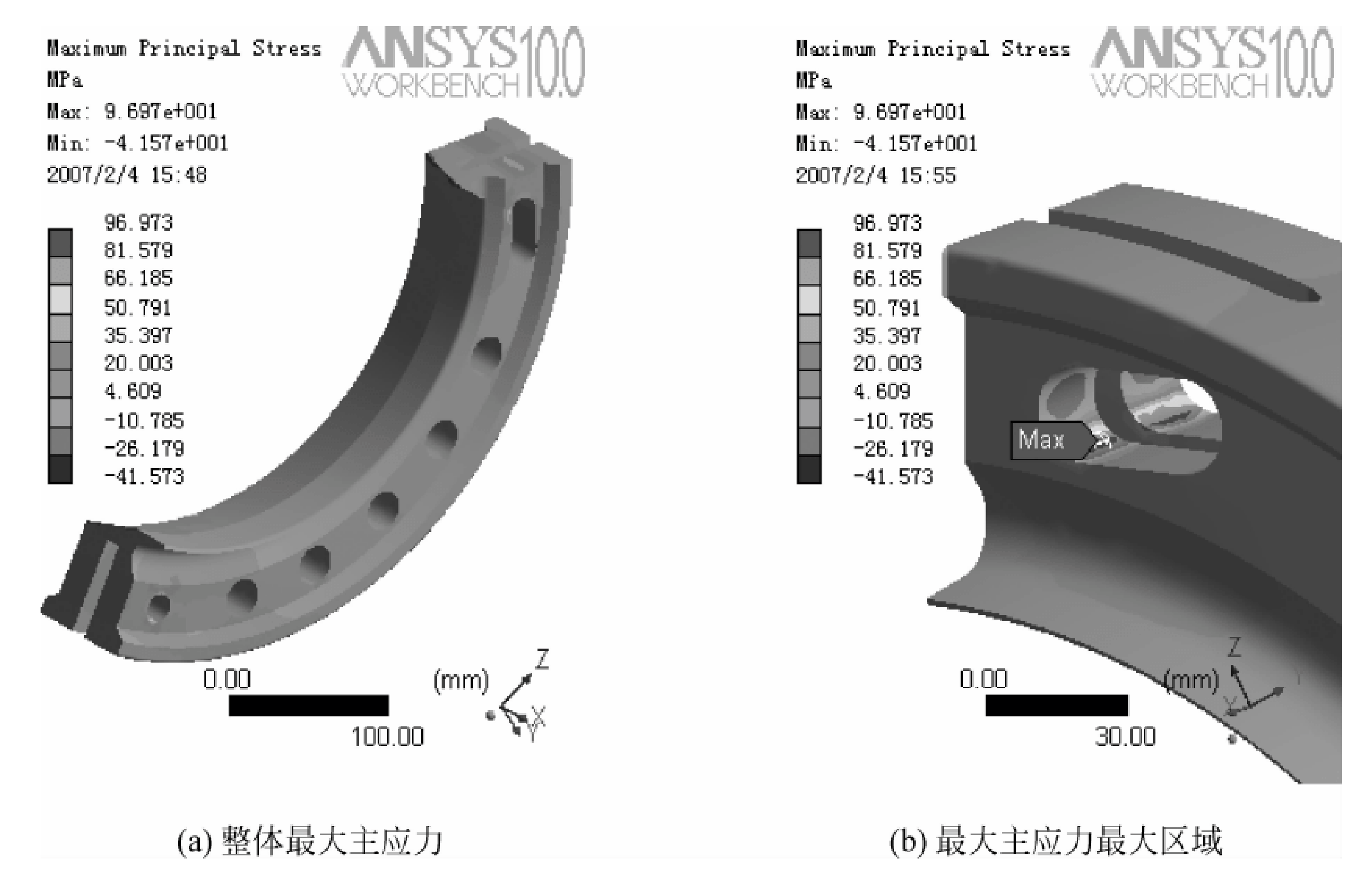
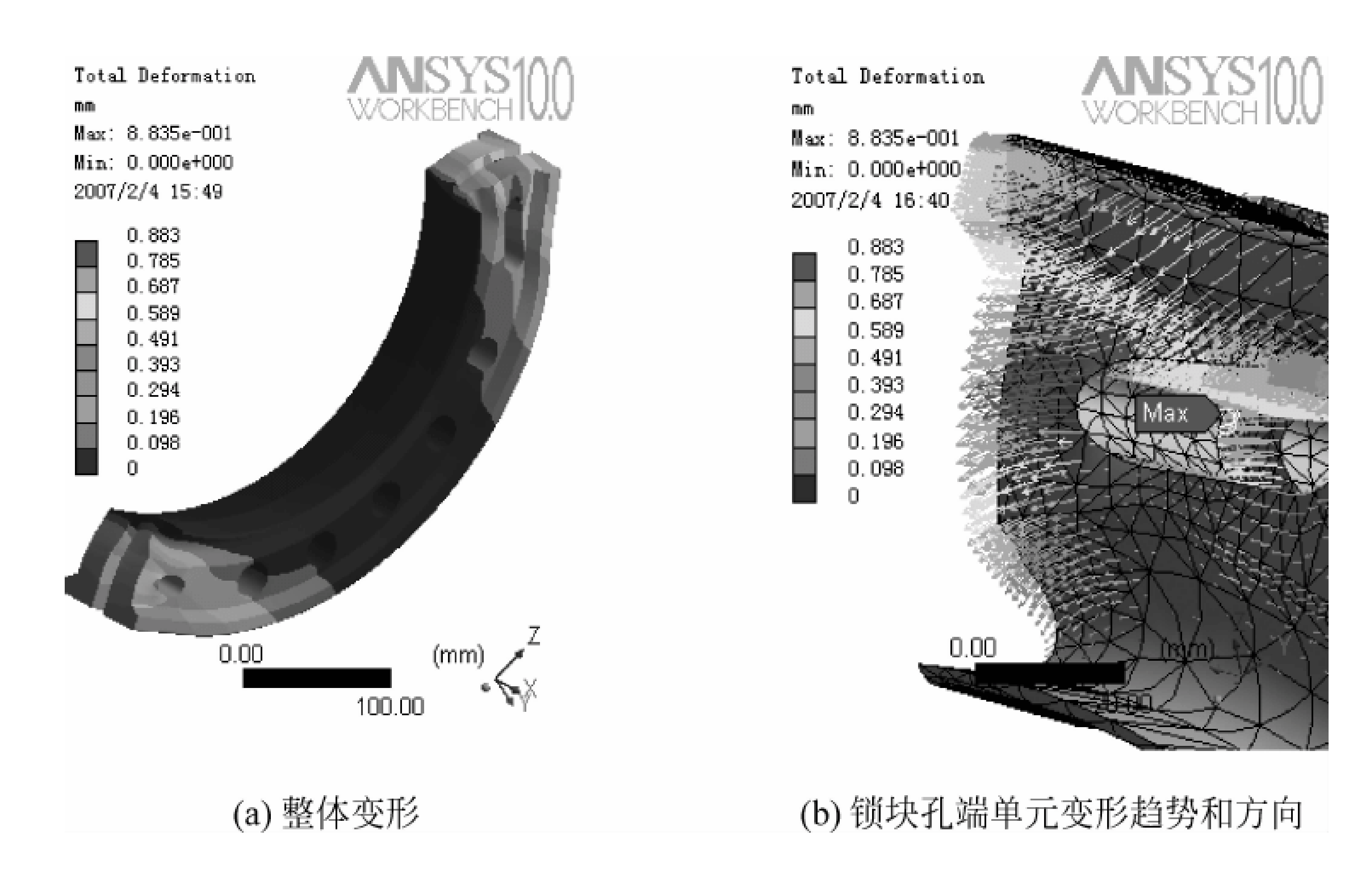


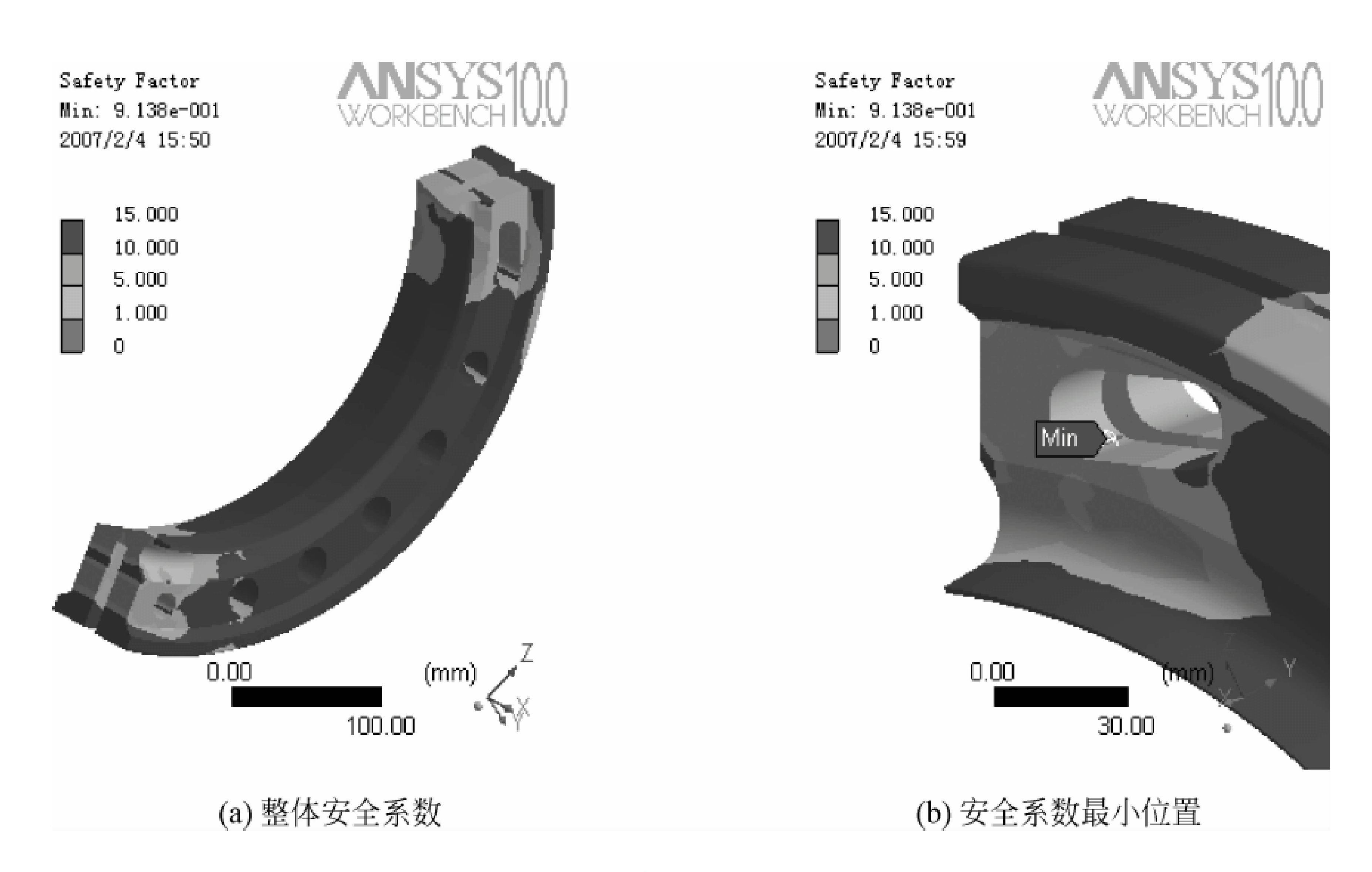
图 6-34 最大载荷时单元细化后的内支撑最大主应力

图 6-36 所示为内支撑的安全系数。由图可知,内支撑两端装卡锁紧区域安全程度较低,安全系数最小值标志显示在锁块孔内部靠前偏下的位置(见图 6-36(b)),即等效应力最大值(图 6-33(b))和最大主应力最大值(图 6-34(b))所在的区域。查看分析结果报告得知,安全系数最小值为 0.914。



(a) 整体变形　　(b) 锁块孔端单元变形趋势和方向

图 6-35　最大载荷时单元细化后的内支撑变形



(a) 整体安全系数　　(b) 安全系数最小位置

图 6-36　最大载荷时单元细化后的内支撑安全系数

由上述计算结果可以看出，内支撑等效应力、最大主应力和变形量比 6.1.7 节中计算结果都有所增加，而安全系数降到了 1 以下。说明在结构静强度精确求解计算中，充分考虑网格划分质量对内支撑结构强度的影响因素，合理进行整体单元尺寸控制和局部单元细化是非常重要的。本小节计算结果实际上是对内支撑网格进行多次调整选择出来的最稳定结果，即将网格大小和密度对静力计算结果的稳定性作为主要判据，依次设置不同的单元大小和调整网格排列规律，争取使内支撑主体网格均匀一致，两端网格细密整齐，并在不同网格加密形式下进行多次求解计算对比，直到计算得到的等效应力和安全系数等比较稳定为止，最终获得上述计算结果。该计算结果可以比较精确地反映出内支撑三维结构强度和安全程度。

6.3.4 不同材料的内支撑安全性

由于内支撑的等效应力大于材料 PA66 的最大极限拉伸强度，安全系数小于 1，说明车辆在最大时速、满载荷和零气压的极限边界条件下行驶时，利用 PA66 材料制作 5 孔减重结构的内支撑存在一定危险性。表 6-13 所示为 5 孔内支撑选用 5.2.2 节所列被选材料时，对应各自最大载荷边界条件下内支撑物理模型基本属性。表 6-14 列出了对应表 6-13 所示边界条件的内支撑结构静强度和安全系数精确计算结果。

表 6-13 不同材料的 5 孔内支撑物理模型

材料代号	内支撑体积/10^6 mm^3	内支撑质量/kg	最大地面载荷/MPa	最大理论锁紧力/10^4 N
A	1.625	1.836	1.837	3.472
B	1.625	1.840	1.837	3.479
C	1.625	2.405	1.837	4.538
D	1.625	2.226	1.837	4.216
E	1.625	1.869	1.837	3.536

表 6-14 最大载荷下 5 孔内支撑三维结构静力分析精确计算结果

减重孔代号	等效应力最大值/MPa	最大主应力最大值/MPa	变形量最大值/mm	安全系数
A	90.840	96.111	0.9070	0.8036
B	90.483	96.973	0.8835	0.9137
C	118.254	126.736	1.1272	0.7949
D	109.689	117.557	0.8714	1.5498
E	92.058	98.662	0.7079	1.0202

根据 5.2.6 节对内支撑材料与结构强度关系的分析可知，采用 PA6/蒙脱土纳米复合材料（材料 E）或玻璃纤维增强的 PA6 材料（材料 D）加工制造内支撑有望获得较高的结构强度，内支撑更加安全可靠。表 6-14 的精确计算结果同样证明了上述结论。

6.4 运动因素对内支撑安全性的影响

6.4.1 内支撑滑转时的安全程度

在车辆正常行驶过程中，安装在轮辋槽内的内支撑是随同车轮同步转动的，即内支撑和轮辋之间没有相对滑动。因为标准轮辋（6J）的轮辋槽是由圆锥面和圆柱面组成的光滑表面，内支撑完全靠装卡锁紧装置的螺栓预紧力“紧箍”在轮辋槽中。当轮胎爆胎后，内支撑与轮胎接触发生摩擦现象，由于摩擦生热导致内支撑整体膨胀，加上实际车辆行驶并非严格匀速的，切向摩擦力造成内支撑相对于轮辋发生滑转现象，但滑转速度不会很大。前面的分析均基于内支撑和轮辋是刚性固定的假设而进行的，滑转的发生将导致内支撑三维结构应力状态产生变化。因为内支撑是在平衡条件下而不是完全刚性地固结在轮辋槽中，但同时要求内支撑在轮辋槽中必须稳定，可以利用 ANSYS 提供的弱弹簧来实现模拟内支撑在轮辋槽中的滑转现象。

ANSYS弱弹簧是利用刚度很小的弹簧单元 Combin 14 来模拟的，其目的是阻止奇异矩阵来实现对模型平衡的帮助。内支撑的原有固定约束限制了内支撑基部相对于轮辋的所有移动和转动自由度，需要更换为圆柱面约束(Cylindrical Support)，限定内支撑相对于轮辋轴向和径向的移动自由度，不限定其周向(切向)转动自由度。另外考虑内支撑内外表面与轮辋和轮胎之间的摩擦，可以增加一对由于摩擦力产生的平衡力矩载荷(moment)，力矩大小假设为内支撑外表面受到的最大压力时的滑动摩擦阻力矩大小，并假设其方向恒定不变。图 6-37 所示为考虑内支撑受最大平衡载荷滑转时的约束和边界条件。

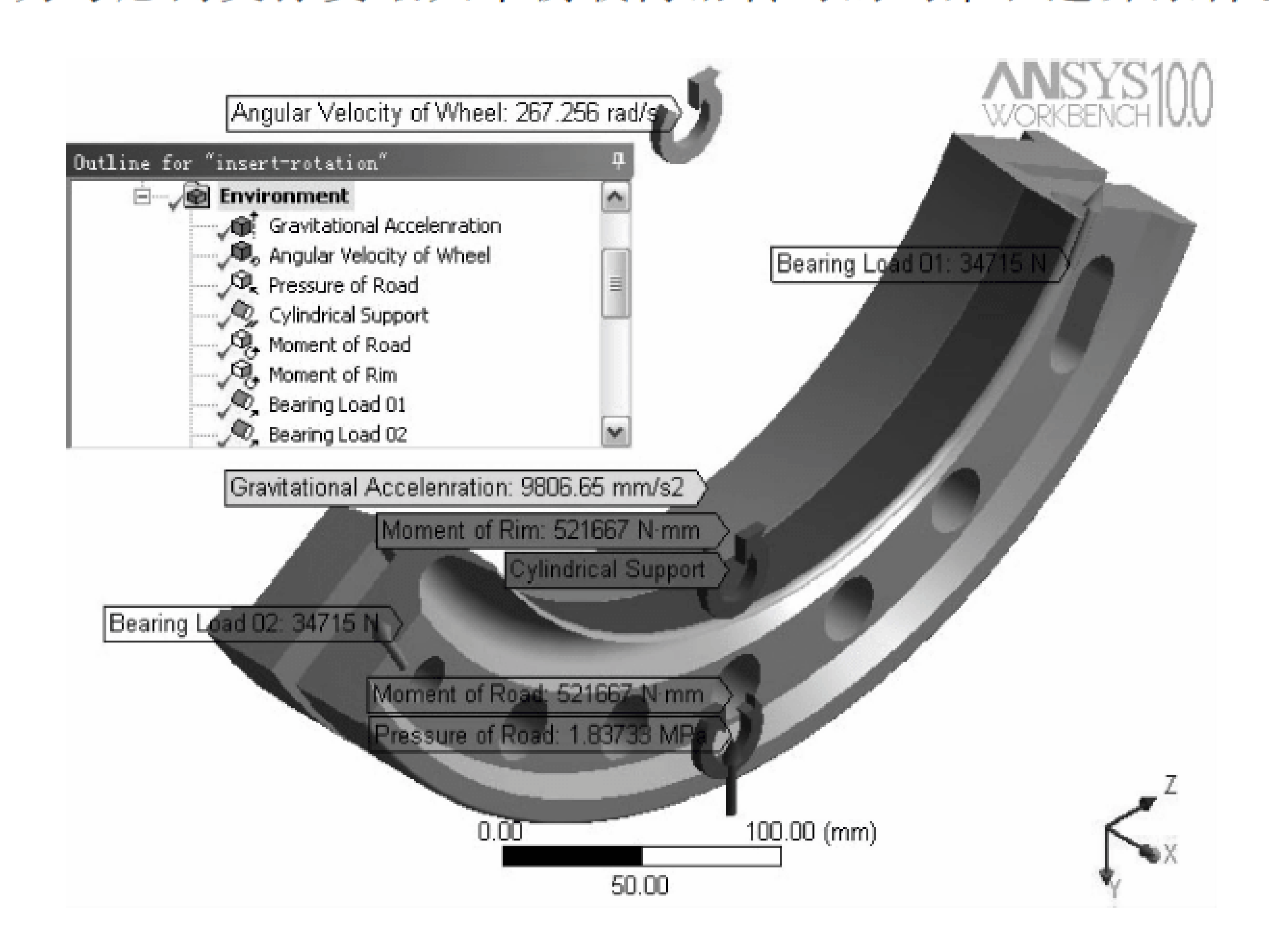
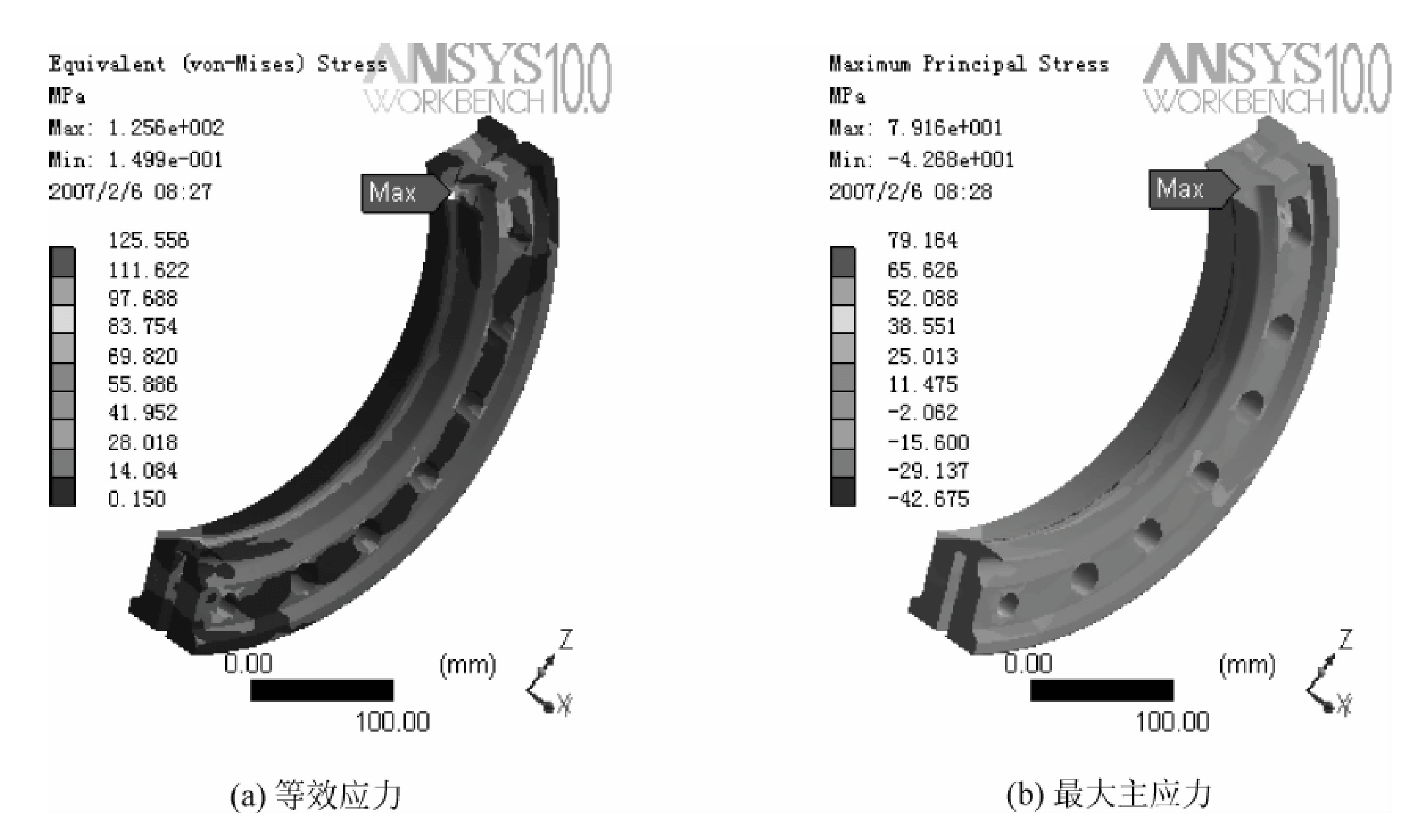


图 6-37　内支撑受最大平衡载荷滑转时的约束与边界条件

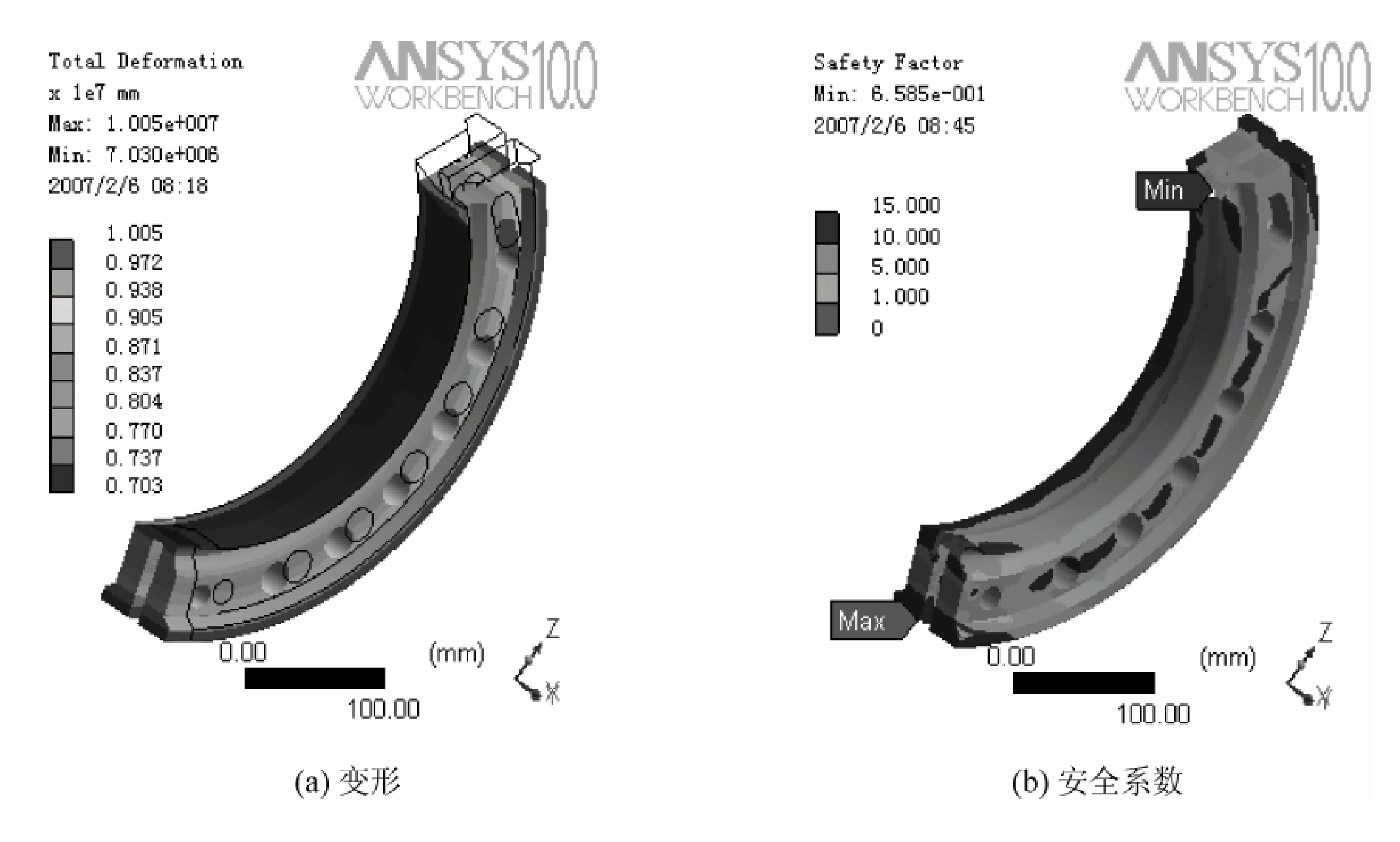
图 6-37 的内支撑约束与载荷边界条件是基于单元细化的内支撑有限元网格模型之上的，由于单元数量较多，网格密度较大，载荷边界条件较复杂，再加上没有限定内支撑沿轮辋槽周向转动的自由度，计算过程耗费的计算机内存资源较大，计算时间也比较长。最终得到内支撑滑转状态下等效应力云图和最大主应力云图如图 6-38 所示。



(a) 等效应力　　(b) 最大主应力

图 6-38　内支撑滑转的结构强度

由图 6-38 可以看出，内支撑在发生滑转后，等效应力最大区域和最大主应力集中区域转移到了内支撑与轮辋槽的接触表面部位。再看显示的应力最大值和云图颜色可知，内支撑装卡锁紧部位的等效应力和最大主应力比固定约束时没有降低，只是应力最大值提高并发生在与轮辋接触区，尤其是在圆柱面和圆锥面的过渡圆弧之处。图 6-39 所示为内支撑滑转下的变形和安全系数。



(a) 变形　　(b) 安全系数

图 6-39　内支撑滑转的安全程度

由图 6-39 可知，内支撑在滑转下的变形与固定约束时有明显区别，其位移形式表现为内支撑绕轮辋轴线的转动。内支撑总体安全程度比固定约束时有所下降，但大部分区域在 1 以上，经查看系统报告显示安全系数最小值为 0.6585，该值出现在等效应力和最大主应力的集中点上。

由以上分析可知，内支撑发生滑转后安全程度降低，有可能首先发生破坏的区域在内支撑与轮辋槽的接触部位。本模型是基于标准轮辋通过在位设计方式关联设计的内支撑，内支撑基部草图与轮辋断面草图存在着自动自适应关系，即内支撑的圆柱面和圆锥面过渡圆弧与轮辋槽的圆柱面和圆锥面过渡圆弧直径和弧长相等，在最后的产品设计和加工制造中，该处应当用间隙配合方式以减小内支撑发生滑转后此处首先被严重磨损而导致材料破坏的可能。

6.4.2　不同车速下内支撑安全性

在上述诸分析中，内支撑的边界条件均采用了车辆在最大时速时对应的理论最大载荷边界条件。在这种极限边界条件下计算得到的内支撑结构强度处于失效的边缘，只有玻璃纤维增强的尼龙材料和纳米尼龙复合材料的安全系数精确计算结果超过 1。当内支撑发生滑转现象后，其安全程度又有所下降，在内支撑与轮辋槽接触区域可能首先发生材料的失效破坏。

为了得到车辆常速行驶中内支撑安全程度的评价指标，假设内支撑两端装卡锁紧力在不同速度下都恰好能够平衡内支撑离心力，则可以更改边界条件中装卡锁紧力参数值，重新运行 ANSYS 求解方案，即可得到内支撑在不同速度下的结构强度和安全程度衡量指标。表 6-15 所示为不同车辆速度下 PA66 材料的 5 孔内支撑平衡载荷边界条件。

表 6-15　不同车辆速度下内支撑载荷边界条件

车辆速度/(km/h)	内支撑质量/kg	理论离心力/10^4N	最大地面载荷/MPa	平衡理论锁紧力/10^4N
40	1.844	0.119	1.837	0.114
60	1.844	0.448	1.837	0.257
80	1.844	0.797	1.837	0.459
100	1.844	1.245	1.837	0.718
120	1.844	1.793	1.837	1.034
140	1.844	2.441	1.837	1.408
160	1.844	3.188	1.837	1.839
180	1.844	4.035	1.837	2.329
200	1.844	4.982	1.837	2.875
220	1.844	6.028	1.837	3.479

在表 6-15 所示各速度的平衡边界条件下，基于经过单元细化的 PA66 材料 5 孔内支撑有限元网格模型(见图 6-37)执行 ANSYS 静力求解方案，计算结果如表 6-16 所示。

表 6-16　不同车辆速度下内支撑静强度计算结果

车辆速度	等效应力最大值/MPa	最大主应力最大值/MPa	变形量最大值/mm	安全系数
40	5.859	6.080	0.0862	>10
60	6.066	6.670	0.0892	>10
80	10.916	11.434	0.0981	7.5743
100	17.149	18.782	0.1602	4.6584
120	26.104	27.765	0.2421	3.1674
140	35.98	38.382	0.3398	2.2980
160	47.375	50.633	0.4533	1.7452
180	60.291	64.518	0.5821	1.3713
200	74.727	80.036	0.7262	1.1064
220	90.483	96.973	0.8835	0.9138

由表 6-16 的数据可以看出，在平衡载荷边界条件下，内支撑等效应力和最大主应力随车辆速度的降低而减小。当车辆速度低于 200km/h 时，内支撑安全系数超过 1；车辆速度低于 140km/h 时，内支撑安全系数超过 2；车辆速度低于 80km/h 时，安全系数大于 5；车辆速度低于 60km/h 时，安全系数大于 10。与 PA66 材料的内支撑分析过程相同，对相同结构的内支撑使用不同被选材料(见表 5-1)，分别进行求解计算，得到不同材料的内支撑在不同车辆速度的平衡载荷边界条件下的结构强度计算结果如图 6-40 所示。

由图 6-40 中曲线对比看出，内支撑在不同车辆速度的平衡载荷边界条件下的等效应力和最大主应力随车辆速度的增加而非线性增大。其中材料 C(40%高岭土增强的 PA6)和材料 D(30%玻璃纤维增强 PA6)在各速度下的数值均比较大。将它们的最大变形与安全系数加以对比，如图 6-41 所示。

由图 6-41 可以看出，材料 C(40%高岭土增强的 PA6)在各速度下的变形程度都较大，材料 D(30%玻璃纤维增强 PA6)在各速度下安全系数最高。材料 E(PA6/蒙脱土纳米复合材料)在各速度下安全系数较大且变形程度最小。

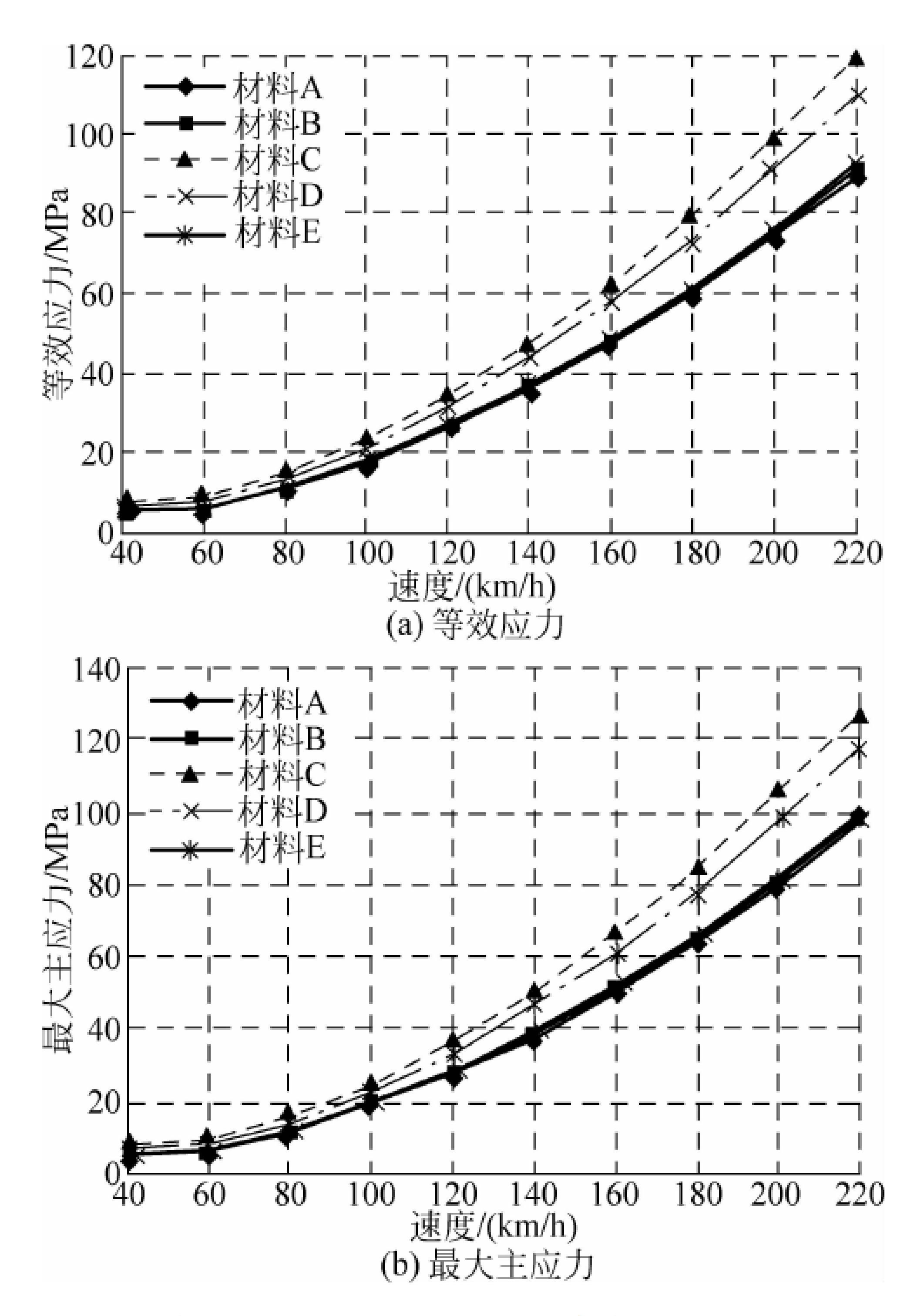


图 6-40　不同车辆速度平衡载荷边界条件下的内支撑结构强度

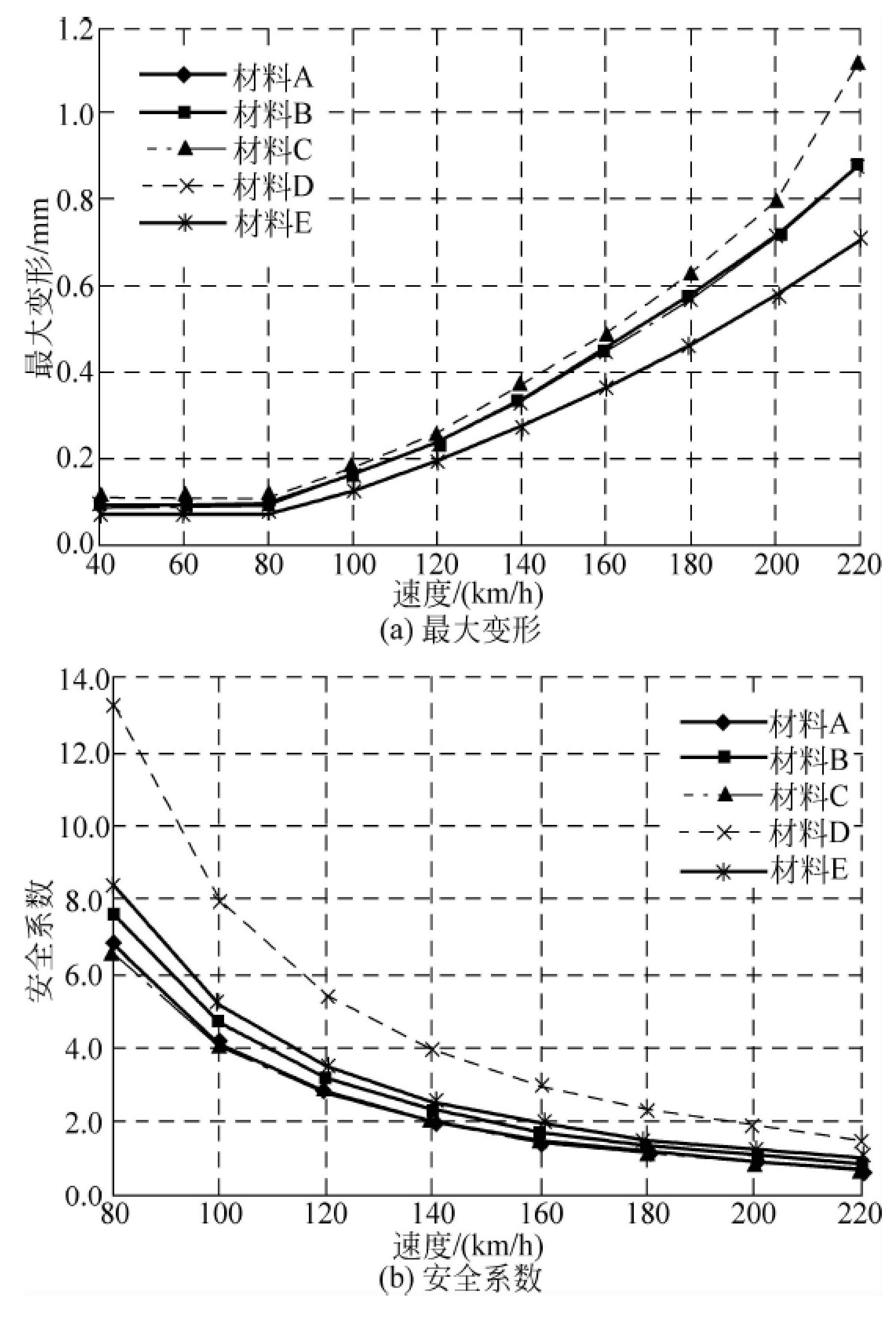


图 6-41　不同车辆速度平衡载荷边界条件下的内支撑安全程度

本设计结果是在极限边界条件下(最高时速、最大负载)得到的,而这种极限边界条件下的场景不会频繁出现,即车辆很少经常以最高时速、最大负载,且在零气压下长距离行驶。由图 6-41 可知,车辆以小于 140km/h 的速度行驶,各种材料的内支撑安全系数均在 2 或以上,而安全系数控制在 2～4 之间的设计被认为是较好的设计。因此根据模拟结果可以预测,优化后的内支撑结构采用所列备选材料加工制造,能够保证车辆在低于时速 140km/h 下正常行驶中和零压续跑行程中的安全。若能采用 PA6/蒙脱土纳米材料或具备相当性能的新型材料,则内支撑性能更优。若试验试制内支撑产品进行低速性能试验,利用普通 PA6 或 PA66 作为内支撑材料替代也是可行的。试制成功的产品需要批量生产并应用于实际车辆,则需要对内支撑材料进行配方设计,对新材料的内支撑结构轻量化设计也有待进一步深入研究。

内支撑散热结构耦合设计

轮胎热分析研究工作是普通轮胎设计中的一个重要环节。对于充气轮胎滚动平衡时温度的研究不少人做了大量工作,研究方法大体分为两种,一是传统实测法,二是近些年发展起来的有限元法。前者方法由于接触型测法的测点有限,而非接触型测法又只能测定表面温度,因此局限性较大,难以全面掌握轮胎整体温度情况。有限元法多基于确定的轮胎尺寸、轮胎结构材料和工作条件的轮胎物理模型,建立合理的数学模型,模拟计算出轮胎内部的温度分布,其结果可为轮胎结构设计、材料配方选择等提供重要的参考依据。在特种轮胎的温度场研究中,有限元法也得到应用。利用有限元方法研究实心橡胶轮胎的瞬态温度场,对优化实心轮胎的结构、改善轮胎升温规律、提高轮胎寿命起到一定指导作用。零压滚动中的轮胎生热和升温不但与轮胎的滚动速度、径向载荷有关,还与内支撑的结构、材料、散热能力、路面状况、气温和变形等有密切关系。尼龙类工程塑料属于自熄性塑料,不容易发生自燃着火。但温度升高会造成材料软化、膨胀变形等问题。通过有限元法进行内支撑的温度场分析,可以预测内支撑体内的温度分布情况,检验内支撑结构对温度场分布的影响情况,为内支撑散热结构设计或改进提供设计依据,以尽可能使内支撑在零压续跑行程中温升合理,防止失火。

7.1 温度场有限元分析基础

7.1.1 热力学第一定律和导热微分方程

在许多传热分析中,热力学第一定律(能量守恒定律)起着重要的作用,它是处理各种热量传递问题的一条基本定律。图 7-1 所示为从物体中取出的一个边长分别为 dx、dy、dz 的微元立方体作为控制体 dV。

对于该微元立方体来说,能量守恒要求可以用下式表述:

$$E_i + E_g = E_o + E_s \tag{7-1}$$

式中,E_i——单位时间内进入控制体的能量;

E_g——控制体自身单位时间内释放的能量;

E_o——单位时间内离开控制体的能量;

E_s——控制体内储存能量的变化。

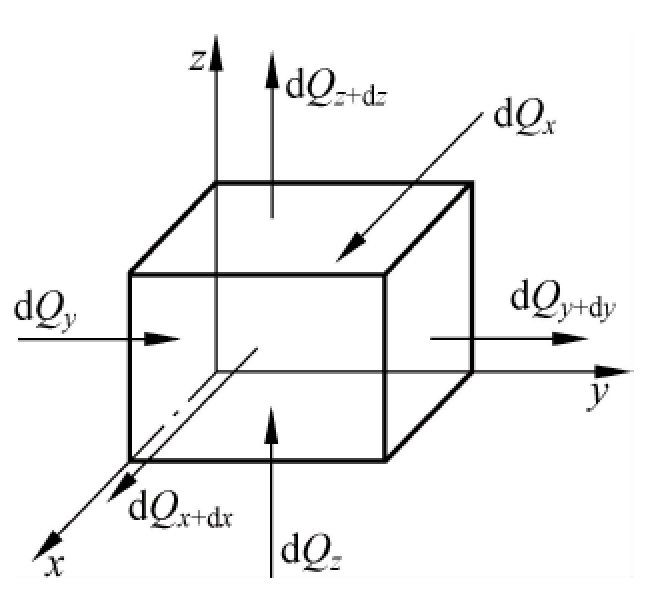


图 7-1 导热微分方程微元体

由式(7-1)可知,进入和释放的能量将使控制体内的储

存能量增加，而离开的能量将使控制体内的储存能量减少。进入或离开控制体的能量仅仅和发生在控制体表面的热量传递过程有关，其大小正比于所通过的控制体表面的面积。在控制体表面处，通常发生的过程为导热、对流换热或辐射换热等，并引起能量的进入或离去。应用能量守恒关系可以建立微元控制体的导热微分方程。假设物体材料是各向同性的连续介质，其内部存在着温度梯度和均匀分布的内热源。温度分布用直角坐标系表示为

$$\phi = f(x, y, z, t) \tag{7-2}$$

式(7-2)表明物体内部的温度分布是既随空间变化，又随时间变化。在 $\mathrm{d}t$ 时间内，在 x、y、z 各方向导入该微元体的热量为

$$\begin{cases} \mathrm{d}Q_x = -k_x\left(\dfrac{\partial \phi}{\partial x}\right)\mathrm{d}y \cdot \mathrm{d}z \cdot \mathrm{d}t \\ \mathrm{d}Q_y = -k_y\left(\dfrac{\partial \phi}{\partial y}\right)\mathrm{d}x \cdot \mathrm{d}z \cdot \mathrm{d}t \\ \mathrm{d}Q_z = -k_z\left(\dfrac{\partial \phi}{\partial z}\right)\mathrm{d}x \cdot \mathrm{d}y \cdot \mathrm{d}t \end{cases} \tag{7-3}$$

式中，k_x、k_y、k_z——材料沿物体三个方向(x、y、z 方向)的导热系数；

Q——物体内部的热源密度。

在 $\mathrm{d}t$ 时间内，在 x、y、z 各方向导出该微元体的热量为

$$\begin{cases} \mathrm{d}Q_{x+\mathrm{d}x} = -k_x\dfrac{\partial}{\partial x}\left[\phi + \left(\dfrac{\partial \phi}{\partial x}\right)\mathrm{d}x\right]\mathrm{d}y \cdot \mathrm{d}z \cdot \mathrm{d}t \\ \mathrm{d}Q_{y+\mathrm{d}y} = -k_y\dfrac{\partial}{\partial y}\left[\phi + \left(\dfrac{\partial \phi}{\partial y}\right)\mathrm{d}y\right]\mathrm{d}x \cdot \mathrm{d}z \cdot \mathrm{d}t \\ \mathrm{d}Q_{z+\mathrm{d}z} = -k_z\dfrac{\partial}{\partial z}\left[\phi + \left(\dfrac{\partial \phi}{\partial z}\right)\mathrm{d}z\right]\mathrm{d}x \cdot \mathrm{d}y \cdot \mathrm{d}t \end{cases} \tag{7-4}$$

如果在物体的微元体内有放热热源或吸热热源，并知其单位时间内单位体积的放热量为 q' J/(m^3·s)(放热 q' 为正；吸热 q' 为负)，则此微元体在 $\mathrm{d}t$ 时间内的放热量为

$$\mathrm{d}Q' = q' \cdot \mathrm{d}x \cdot \mathrm{d}y \cdot \mathrm{d}z \cdot \mathrm{d}t \tag{7-5}$$

由式(7-1)的能量守恒可知，在 $\mathrm{d}t$ 时间内，该微元体的导入热量与导出热量之差，加上该微元体在 $\mathrm{d}t$ 时间内的放热量，应等于该微元体在 $\mathrm{d}t$ 时间内热力学能的增加量，即

$$\mathrm{d}U = [(\mathrm{d}Q_x - \mathrm{d}Q_{x+\mathrm{d}x}) + (\mathrm{d}Q_y - \mathrm{d}Q_{y+\mathrm{d}y}) + (\mathrm{d}Q_z - \mathrm{d}Q_{z+\mathrm{d}z})] + \mathrm{d}Q' \tag{7-6}$$

微元体在 $\mathrm{d}\tau$ 时间内热力学能的增加量可写为

$$\mathrm{d}U = c\rho\left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)\mathrm{d}x \cdot \mathrm{d}y \cdot \mathrm{d}z \cdot \mathrm{d}t \tag{7-7}$$

式中，c——材料的比热容；

ρ——材料的密度。

将式(7-2)、式(7-3)、式(7-4)、式(7-6)代入式(7-5)，消去 $\mathrm{d}x \cdot \mathrm{d}y \cdot \mathrm{d}z \cdot \mathrm{d}t$ 得

$$c\rho\frac{\partial \phi}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x}\left(k_x\frac{\partial \phi}{\partial x}\right) - \frac{\partial}{\partial y}\left(k_y\frac{\partial \phi}{\partial y}\right) - \frac{\partial}{\partial z}\left(k_z\frac{\partial \phi}{\partial z}\right) - \rho Q = 0 \quad (\text{在}\ \Omega\ \text{内}) \tag{7-8}$$

式(7-8)即为直角坐标系下一般三维问题的导热微分方程，亦称为热平衡方程。方程的第1项是微元体升温需要的热量；第2、3、4项是由 x、y 和 z 方向传入微元体的热量；最后一项是微元体内热源产生的热量。微分方程表明：微元体升温所需要的热量应与传入微元体的热量以及微元体内热源产生的热量相平衡。求解 Ω 内的温度场分布，应满足的边界

条件有三类：

$$\phi = \bar{\phi} \quad (\text{在 } \Gamma_1 \text{ 边界上}) \tag{7-9}$$

$$k_x \frac{\partial \phi}{\partial x} n_x + k_y \frac{\partial \phi}{\partial y} n_y + k_z \frac{\partial \phi}{\partial z} n_z = q \quad (\text{在 } \Gamma_2 \text{ 边界上}) \tag{7-10}$$

$$k_x \frac{\partial \phi}{\partial x} n_x + k_y \frac{\partial \phi}{\partial y} n_y + k_z \frac{\partial \phi}{\partial z} n_z = h(\phi_a - \phi) \quad (\text{在 } \Gamma_3 \text{ 边界上}) \tag{7-11}$$

式中，n_x、n_y、n_z——边界外法线方向余弦；

ϕ——Γ_1 边界上给定温度，$\phi = \bar{\phi}(\Gamma, t)$；

q——Γ_2 边界上给定热流量，$q = q(\Gamma, t)$；

h——对流换热系数；

ϕ_a——对于 Γ_3 边界，在自然对流条件下，ϕ_a 表示外界环境温度；在强迫对流条件下，ϕ_a 是边界层的绝热壁厚度，$\phi_a = \phi_a(\Gamma, t)$。

式(7-9)是在 Γ_1 边界上给定温度 $\bar{\phi}(\Gamma, t)$，称为第一类边界条件，是一种强制边界条件。式(7-10)是在 Γ_2 边界上给定热流量 $q(\Gamma, t)$，称为第二类边界条件，当 $q=0$ 时就是绝热边界条件。式(7-11)是在 Γ_3 边界上给定对流换热条件，称为第三类边界条件。第二、三类边界条件是自然边界条件。$\Gamma_1 + \Gamma_2 + \Gamma_3 = \Gamma$，$\Gamma$ 是域 Ω 的全部边界。

7.1.2 三维稳态热传导有限元基本方程

物体热传导过程是一个变化过程，其初始条件为

$$\phi(x, y, z, 0) = \phi_0(x, y, z) \tag{7-12}$$

在式(7-12)的条件下满足热传导方程及边界条件的场函数 ϕ 应该是坐标和时间的函数。如果边界上的 $\bar{\phi}(\Gamma, t)$、q、ϕ_a 及内部的 Q 不随时间变化，则经过一定时间的热交换后，物体内各点的温度也将不再随时间而变化，即

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = 0 \tag{7-13}$$

这时热传导方程就退化成为稳态传导方程。由式(7-8)和式(7-13)的情况，得到三维稳态热传导方程

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(k_x \frac{\partial \phi}{\partial x}\right) - \frac{\partial}{\partial y}\left(k_y \frac{\partial \phi}{\partial y}\right) - \frac{\partial}{\partial z}\left(k_z \frac{\partial \phi}{\partial z}\right) - \rho Q = 0 \tag{7-14}$$

对式(7-14)和边界条件式(7-8)～式(7-10)，利用加权余量的伽辽金法建立与其等效的变分原理，其泛函的表达式为

$$\begin{aligned} \Pi[\phi] = & \int_\Omega \left[\frac{1}{2}k_x \left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)^2 + \frac{1}{2}k_y \left(\frac{\partial \phi}{\partial y}\right)^2 + \frac{1}{2}k_z \left(\frac{\partial \phi}{\partial z}\right)^2 - \rho Q \phi\right] \mathrm{d}\Omega \\ & - \int_{\Gamma_2} q\phi \,\mathrm{d}\Gamma - \int_{\Gamma_3} h\left(\phi_a - \frac{1}{2}\phi\right)\phi \,\mathrm{d}\Gamma \end{aligned} \tag{7-15}$$

可以验证，由上述泛函(7-15)的驻值条件 $\delta\Pi(\phi)=0$ 得到泛函的欧拉方程就是三维稳态热传导问题的微分方程和边界条件，亦即表示泛函的变分是和该微分方程及边界条件相等效。因此利用 $\delta\Pi(\phi)=0$ 可以建立有限元的求解方程。

将求解域 Ω 离散为有限个单元体，在典型单元内各点的温度 ϕ 可以近似地由单元的节

点温度 ϕ_i 插值得到：

$$\phi = \tilde{\phi} = \sum_{i=1}^{n_e} N_i(x,y,z)\phi_i \tag{7-16}$$

式中，n_e——每个单元的节点数；

$N_i(x, y, z)$——C_0 型插值函数，它亦具有下述性质

$$N_i(x_j,y_j,z_j) = \begin{cases} 0, & j \neq i \\ 1, & j = i \end{cases} \tag{7-17}$$

并且

$$\sum_{i=1}^{n_e} N_i = 1$$

将式(7-16)代入有限元离散后的泛函，从 $\delta \Pi(\phi)=0$ 可以得到稳态热传导问题的有限元求解基本方程为

$$\boldsymbol{K} \quad = \boldsymbol{P} \tag{7-18}$$

式中，$\boldsymbol{K}$——热传导矩阵，在引入给定温度条件以后，$\boldsymbol{K}$ 是对称正定的；

——节点温度矩阵，　$=[\phi_1,\phi_2,\cdots,\phi_n]^{\mathrm{T}}$；

$\boldsymbol{P}$——温度载荷矩阵。

因为稳态温度场分析是用于研究结构在稳态热载荷下的热响应的，与时间因素无关，根据式(7-18)和第 2 章中 RFT 零压滚动等效系统模型，可以对内支撑稳态温度场分析作如下必要基本假设：

(1) 轮胎和内支撑沿周向没有温度梯度(RFT 等效系统模型的假设)；

(2) 分析中不考虑任何瞬态效应，内支撑和轮胎内部的热流是 $\boldsymbol{K}$ 的基础；

(3) $\boldsymbol{K}$ 可以是常量，也可以是温度的函数，材料属性能够定义与温度相关的热传导率；

(4) $\boldsymbol{P}$ 也是常量或温度的函数，对流边界条件可以定义与温度相关的对流传热膜系数；

(5) 不考虑任何辐射影响因素。

7.1.3　三维温度场分析常用单元类型

常用的三维热实体单元是 10 节点四面体热实体单元、8 节点六面体热实体单元或 20 节点六面体热实体单元，在 ANSYS 热分析中对应的三维热实体单元为 SOLID87、SOLID70 和 SOLID90，如图 7-2 所示。

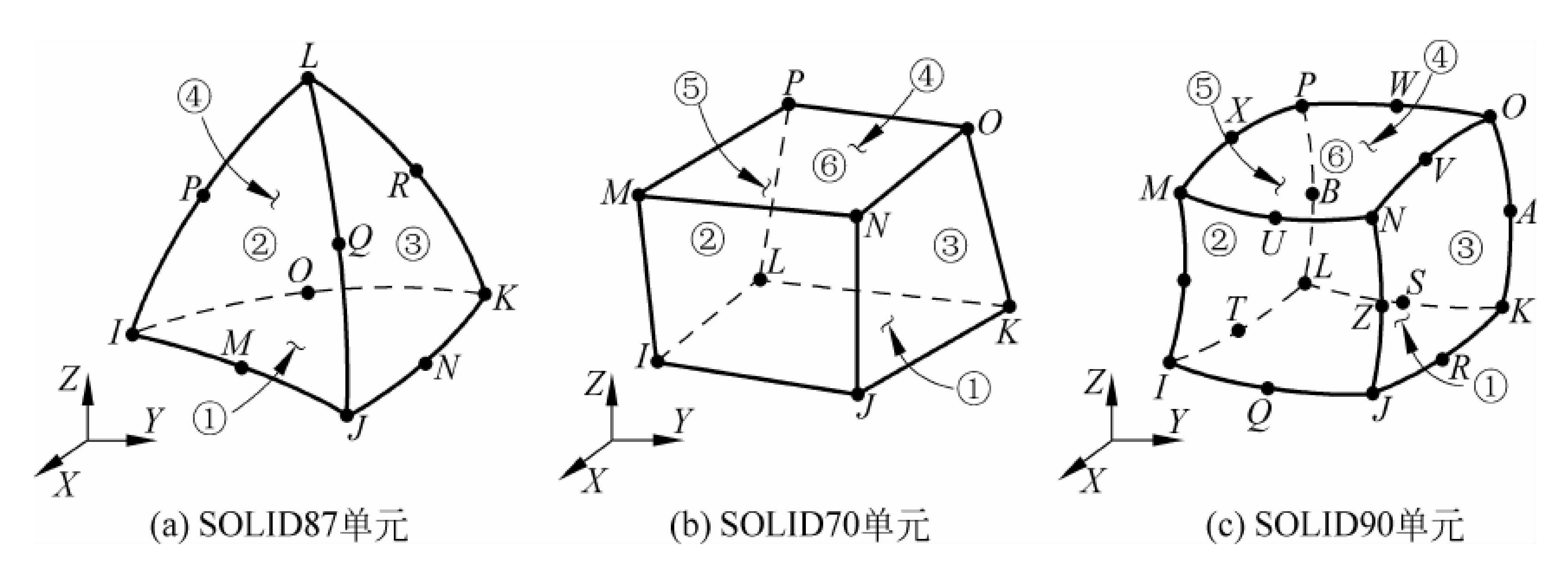


图 7-2　ANSYS 中的三维热实体单元示意图

SOLID87 特别适合于对不规则的模型进行网格划分，如从不同的 CAD/CAM 系统中产生的模型。该单元每一个节点只有一个温度自由度，适用于三维的稳态或瞬态热分析问题。如果包括该单元的模型还需要进行结构分析，该单元将被等效的结构单元(如 SOLID92)所代替。

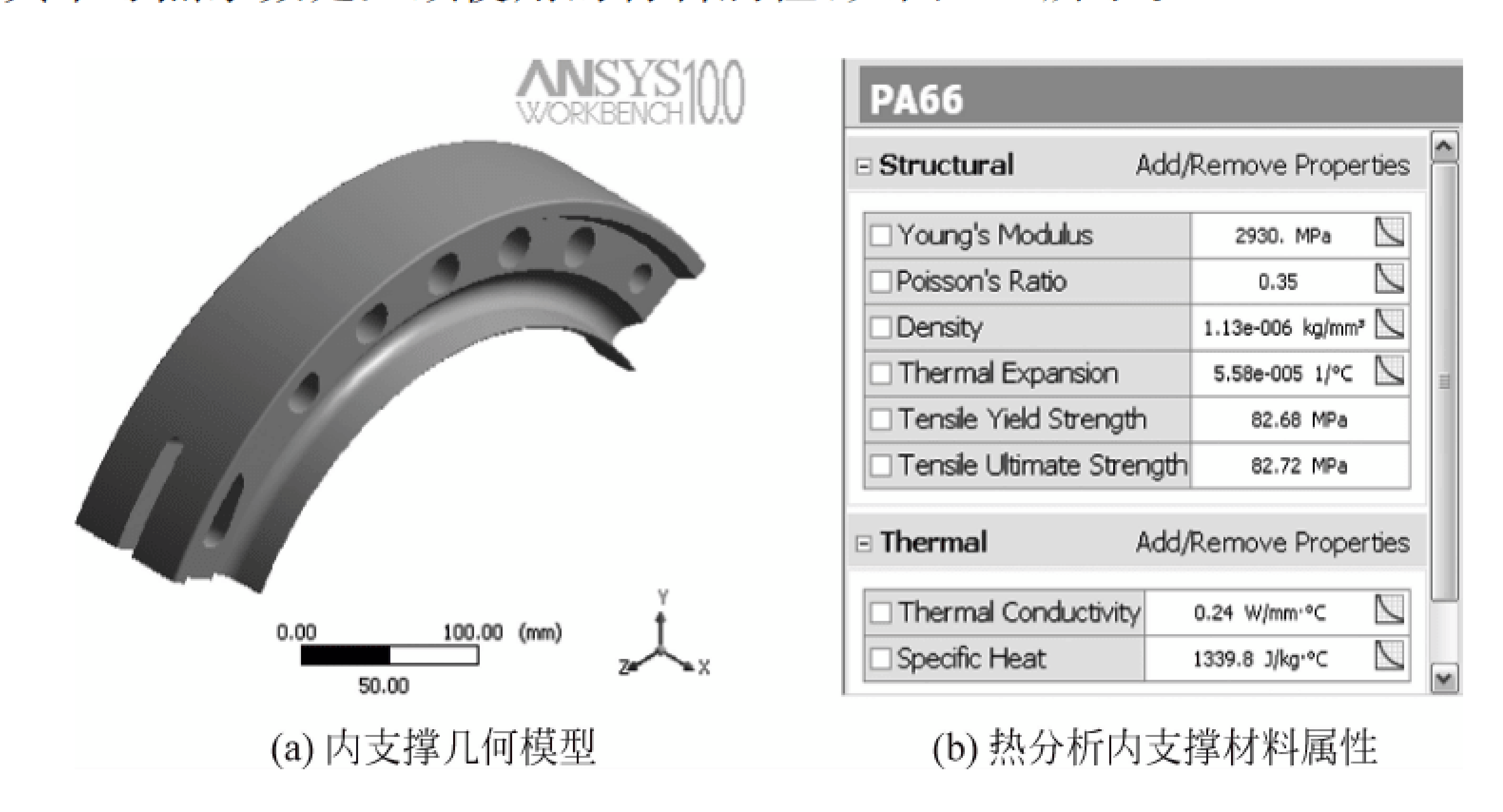
SOLID70 是一个具有导热能力的单元，该单元有 8 个节点，每个节点只有一个温度自由度。该单元可以用于三维的稳态或瞬态热分析问题，并可以补偿由于恒定速度场质量输送带来的热流损失。如果包括该单元的模型还需要进行结构分析，该单元应当被一个等效的结构单元(如 SOLID45)所代替。

SOLID90 是三维八节点热单元 SOLID70 的高阶形式。该单元有 20 个节点，每个节点只有一个温度自由度。20 节点的单元有协调的温度形函数(shape function)，尤其适合于模拟曲线边，适用于三维的稳态或瞬态热分析问题。如果包括该单元的模型还需要进行结构分析，该单元将被等效的结构单元(如 SOLID95)所代替。

7.2 内支撑稳态温度场分析

7.2.1 稳态温度场分析的内支撑模型

用于稳态温度场分析的内支撑模型是 AIP 单体内支撑几何模型，通过 AIP 的 ANSYS Simulation 接口直接可以转化到 ANSYS Workbench 环境，然后定义用于热分析的内支撑材料属性，其中导热系数是必须使用的材料属性，如图 7-3 所示。

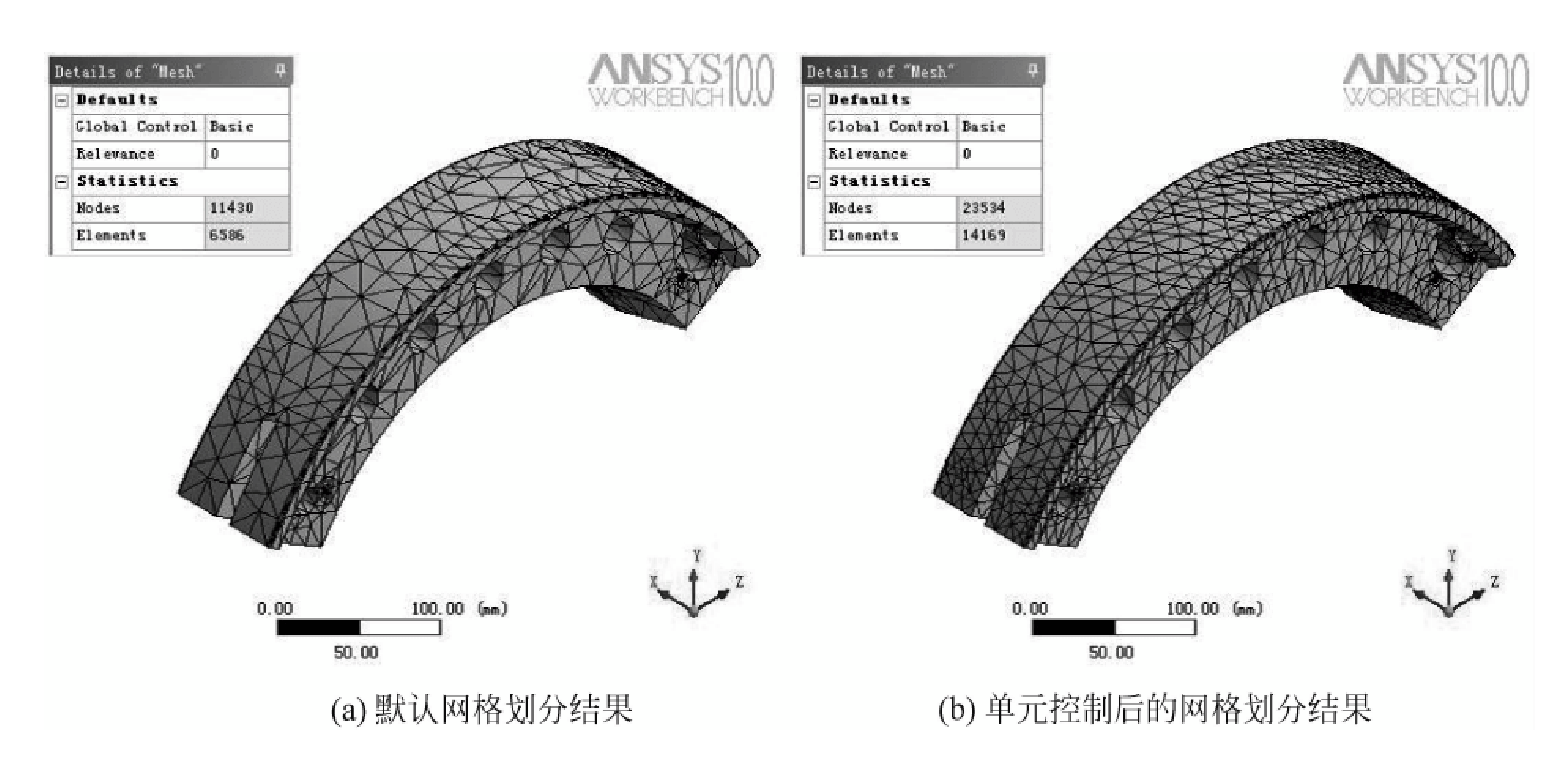


(a) 内支撑几何模型　　(b) 热分析内支撑材料属性

图 7-3　用于热分析的内支撑模型及材料属性

7.2.2 单元控制与网格划分

热分析单元控制采用系统默认的基本(Basic)控制方式，且网格相关性设置为“0”。首先采用系统默认设置(Basic)划分网格，预览虚拟装配体的网格划分结果如图 7-4(a)所示，显然获得的单元尺寸较大，且网格密度不是很均匀。为了获得比较均匀一致的网格密度，可以对热单元尺寸进行统一控制。图 7-4(b)所示为单元尺寸大小为 10mm 时内支撑网格划分结果，共得到 23534 个节点和 14169 个热实体单元。



(a) 默认网格划分结果　　(b) 单元控制后的网格划分结果

图 7-4　内支撑热分析网格划分

7.2.3　热载荷边界条件

热分析中的载荷边界条件有三种类型,即热负荷、绝热条件和热边界条件。其中热负荷可以向系统中输入能量,包括热流率、热通量和内部生热。正的热负荷值可以向系统添加能量,多个热负荷输入效果遵循能量叠加原理。绝热条件是自然产生的边界条件,此时可以认为边界上是零热流率加载。热边界条件的作用如同已知温度条件下的热源,可以是确定的温度或已知环境温度下的对流边界条件。一般热边界条件呈现为一个已知的局部或偏远的温度条件,分析中至少存在一种类型的热边界条件。通过给定温度的方式施加热边界条件可以使实体某点、线、面上具有某固定温度值。

根据热分析的一般原则,可以假设内支撑稳态温度场热载荷边界条件是内支撑与轮辋接触件没有热交换,即假设内支撑与轮辋接触面是较低的温度区域,而与轮胎接触的外表面是由于摩擦生热等热量积聚的高温区域。对于内支撑表面可以施加与温度相关的对流边界条件,使周围温度与内支撑表面面积 A 的温度相关,即

$$q = hA(T_s - T_a) \tag{7-19}$$

式中,q——对流热通量;

h——对流传热膜系数;

T_s——表面温度;

T_a——周围温度。

式(7-19)提供了一种简化的考虑流体热传输的方法,其中 h 和 T_a 是用户输入的值。而膜系数 h 可以为常量,也可以是与温度相关的 $h(T)$。$h(T)$使用的温度可以是表面温度、平均膜温度、流体混合平均温度或表面温度与流体混合平均温度的差。图 7-5 是内支撑被确定下来的稳态热分析热载荷边界条件,且内支撑温度是被求解的唯一自由度。

在充气轮胎的稳态温度场分析中,广泛采用的热载荷边界条件是第三类边界条件,即给定边界温度。图 7-5 实际上是采用了第一类边界条件,根据第 2 章中内支撑生热机理分析和普通轮胎滚动升温一般规律,假设内支撑与轮胎接触面的温度值为 90℃,内支撑与轮辋

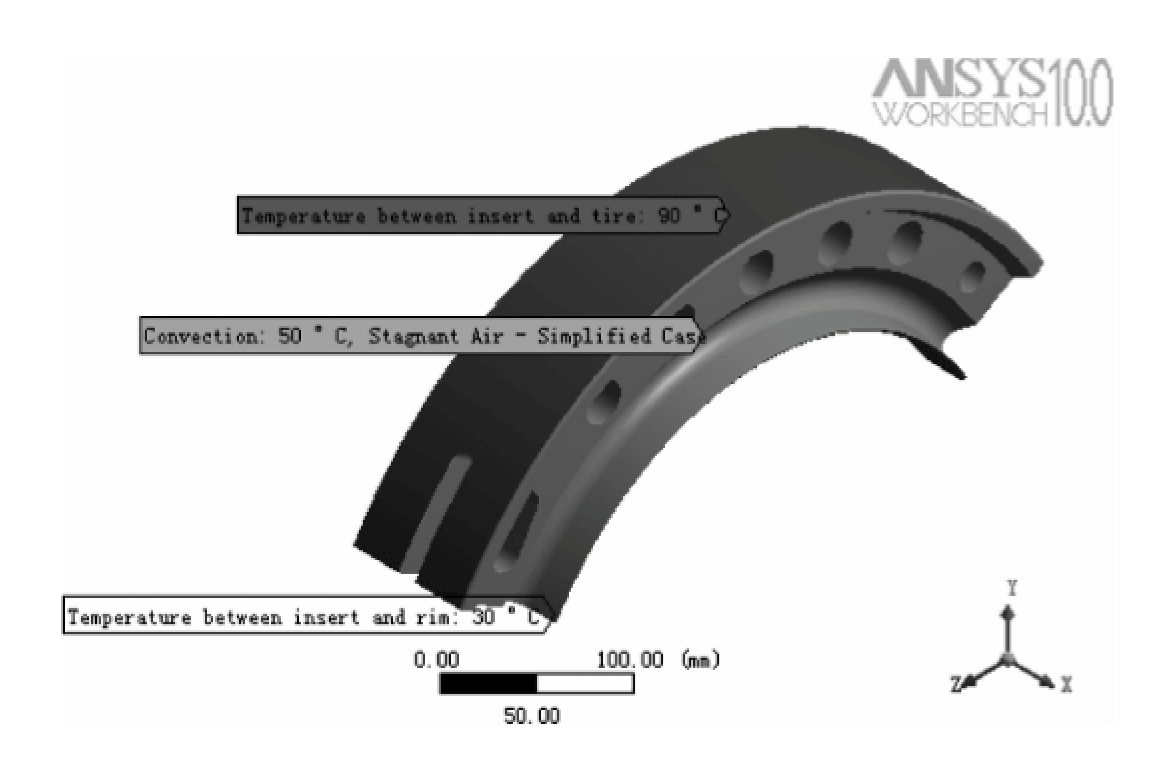
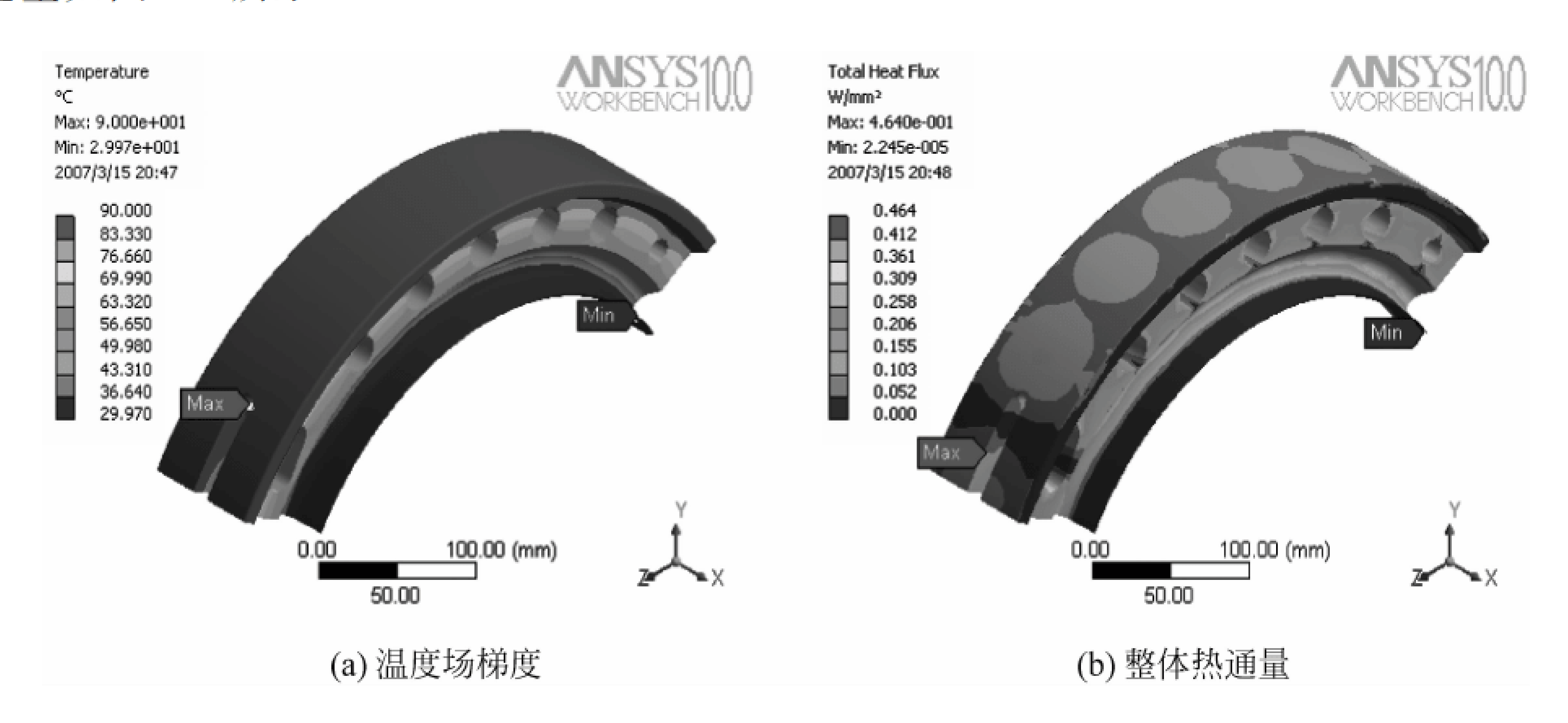


图 7-5　内支撑热载荷边界条件

接触面的温度值为 30℃。除此之外，根据式(7-19)提供的对流边界条件，通过表面效应单元 SURF152 定义内支撑表面对流，设置膜系数 h 的类型为与温度相关的平均膜温度(average film temperature)，设置周围温度(ambient temperature)为 50℃，外界参考温度(reference temperature)为 25℃。

7.2.4　结果分析与讨论

将热载荷边界条件设置完整的内支撑物理模型，执行 ANSYS 稳态热分析求解方案，程序自动选择默认的直接求解器进行计算求解，获得内支撑三维结构上的温度场梯度和整体热通量如图 7-6 所示。



(a) 温度场梯度　　(b) 整体热通量

图 7-6　内支撑稳态温度场分析结果

由图 7-6 可以看出，内支撑与轮胎接触的外表面高温区温度表现得连续而集中，内支撑与轮辋槽接触的固定环带整体处于低温区域。沿内支撑直径方向由外到内温度呈现出均匀过渡趋势，但减重孔的存在增加了内支撑实体内部与气流的交换界面，其温度过渡区域出现波动。整体热通量(heat flux)最大区域集中在内支撑中间部分，在内支撑主体减重孔和端部的装卡锁紧槽处出现最大值(最大值为 0.4638W/mm^2)。表 7-1 列出了内支撑整体热通量和笛卡儿坐标系中各个方向的热通量最大值计算结果。

表 7-1　内支撑稳态热分析热通量计算结果

热通量方向	整体	X 方向	Y 方向	Z 方向
最大值/(W/mm²)	0.4638	0.1519	0.1066	0.3785
所在部位	内支撑中部	内支撑中部	内支撑中部	内支撑中部

由表 7-1 的热通量数据可知,内支撑整体热量传递在 X 轴和 Y 轴方向较小,在 Z 轴方向较大。另外,减重孔的设置不仅仅是在保证结构强度的前提下减少了内支撑的重量,还有效地增加了内支撑的散热面积,减少了内支撑内部高温区域。图 7-7 所示为内支撑内部温度以温度场梯度界面(isosurfaces)形式显示,可以清楚地看出减重孔打断了内支撑内部高温分布的连续性,说明减重孔有利于防止内支撑热量积聚。

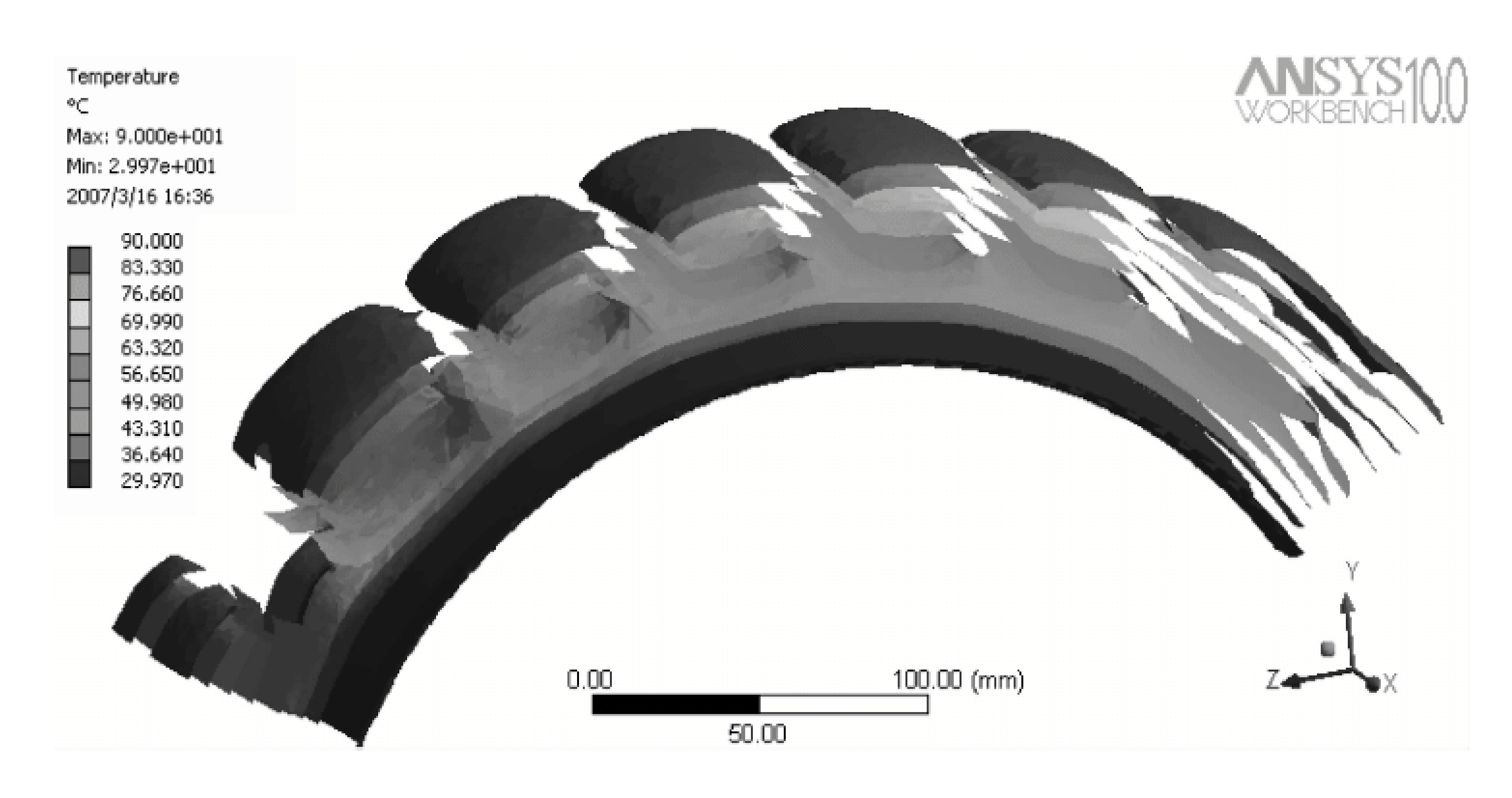


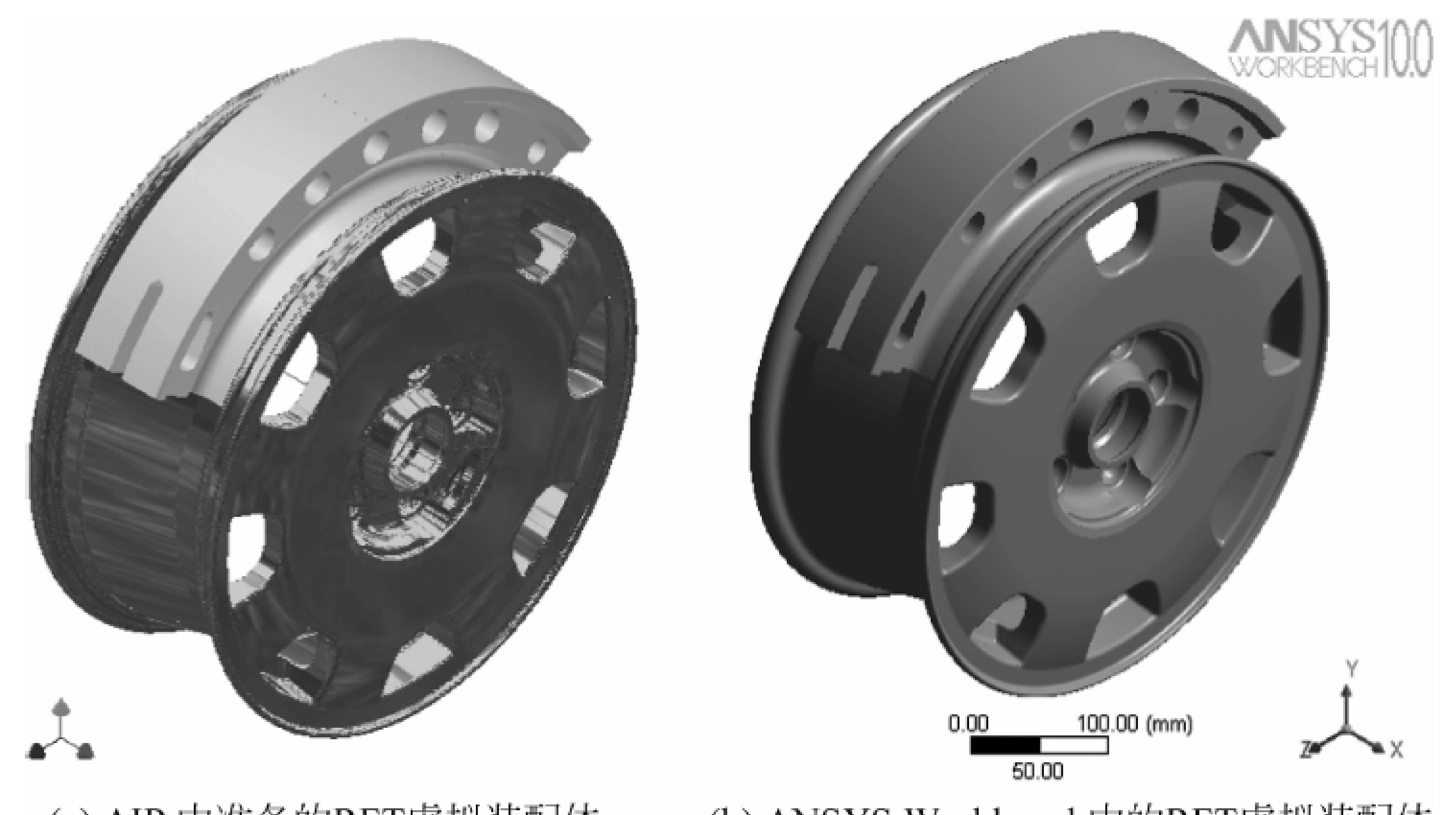
图 7-7　内支撑稳态温度场梯度界面

7.3　内支撑与轮辋接触传热

7.3.1　装配模型准备与数据共享

在 6.3 节的内支撑稳态温度场分析假设的条件是内支撑与轮辋接触件没有热交换,即假设内支撑与轮辋接触面是较低的温度区域,而与轮胎接触的外表面是由于摩擦生热等热量积聚的高温区域。内支撑是装配到轮辋槽中间的,长时间零压续跑行程中的内支撑热量扩散和轮胎热量扩散实际上有相当一部分通过轮辋接触传导发生温度区域转移。即整个 RFT 系统会处于一个新的热平衡状态,因此可以把携带内支撑的 RFT 虚拟装配体作为温度场有限元分析的对象。由于内支撑采用了三块式分体结构形式,为了获得较快的计算速度和准确的计算结果,可以在轮辋上只装配一块内支撑单体,而装卡锁紧结构的各个零件和轮胎均加以省略。图 7-8(a)所示为 AIP 环境中符合上述要求的 RFT 虚拟装配体,该数字化模型的数据信息通过 ANSYS Workbench 嵌入 AIP 的 Simulition 接口实现协同分析模型数据共享。图 7-8(b)所示为通过 AIP 的 ANSYS Simulition 接口转换到 ANSYS Workbench 环境中的 RFT 虚拟装配体几何模型。

内支撑和轮辋的材料均继承了 AIP 的 CAD 模型的物理属性,即内支撑是 PA66 材料,轮辋是铝合金材料。在 ANSYS Workbench 中可以删除、添加和编辑材料的基本属性。图 7-9 所示为内支撑和轮辋的材料属性。



(a) AIP 中准备的RFT虚拟装配体　　(b) ANSYS Workbench中的RFT虚拟装配体

图 7-8　RFT 装配准备与模型转化



(a) 内支撑材料属性　　(b) 轮辋材料属性

图 7-9　定义内支撑和轮辋材料属性

7.3.2　接触传热处理

装配体稳态热分析中，零件之间的传热是通过接触来实现的。每个接触区域一侧由接触面组成，另一侧由目标面组成。热量在接触区域内沿着接触法向流动且仅在该方向上进行，在接触/目标界面中不考虑热量的扩散。因此不管接触区域如何定义，只要接触法向上有接触单元，就会发生热量流动。图 7-10(a)所示为 ANSYS 接触传热的规定，中间较粗的双箭头表明目标面和接触面之间的接触区域存在法向传热，而两侧较细的双箭头表明零件实体之间没有热量传递。ANSYS 还规定了不同的接触行为，如果零件之间初始有接触(initially touching)，则零件之间就会发生传热，如果零件初始不接触就不会发生传热，由程序自动定义接触的 Pinball 区域，并被设置一个较小的值，如图 7-10(b)所示。如果目标节点落在 Pinball 区域范围内，并且接触是绑定的或者无分离的，将发生传热(中间粗实线双箭头)，否则节点间将不会发生传热(两侧细线双箭头)。

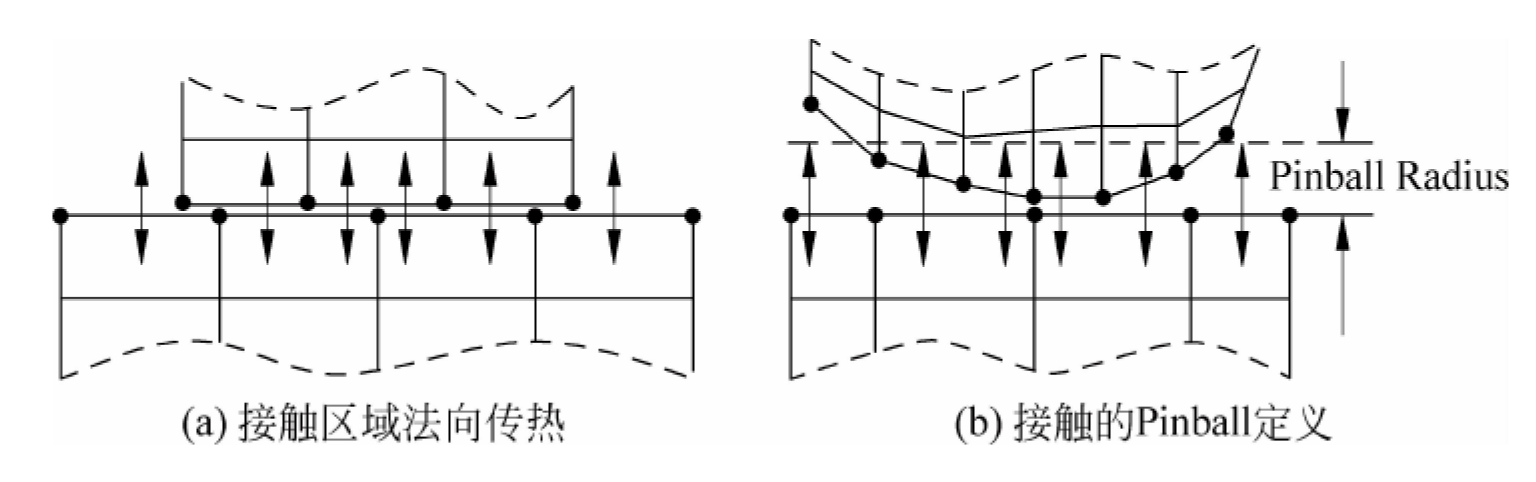


图 7-10 接触面与目标面之间的传热

实际上，当内支撑与轮辋的虚拟装配体由 AIP 环境导入 ANSYS Workbench 后，实体零件之间的接触会自动确认并创建。内支撑与轮辋槽之间在装配关联设计中建立起的尺寸相等关系，采用了无间隙配合方式，因此自动创建的接触区域的 Pinball 数值采用程序自动控制。如果考虑内支撑实际安装工艺时的锁紧和定位关系，则斜面为无间隙配合而柱面为间隙配合，且采用圆弧过渡，由于该间隙很小(取值为小于 0.7mm)，所以接触区域的 Pinball 数值最小应该为 0.7mm，以保证轮辋槽柱面部分与内支撑之间的热量传递。图 7-11 所示为程序自动控制 Pinball 数值而自动创建的接触区域。其中内支撑表面为接触面，轮辋槽表面为目标面。接触类型为实体刚性接触，其他项目均采用系统程序自动控制。

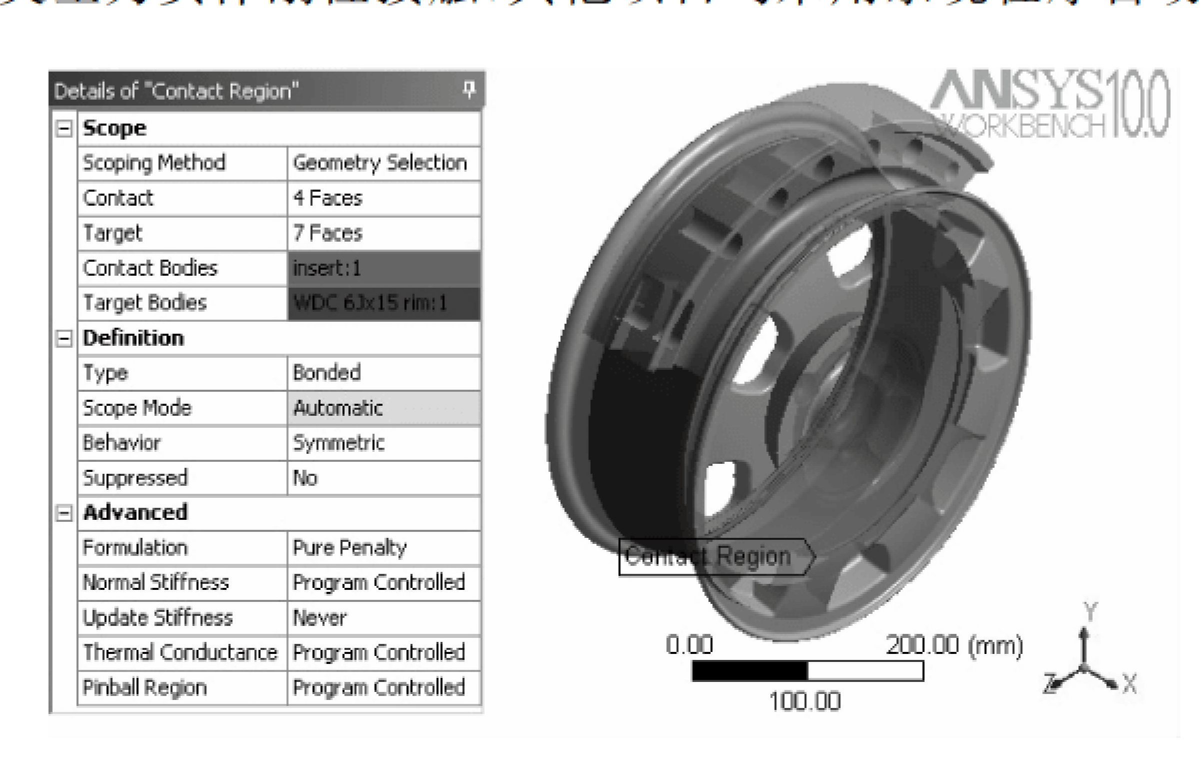


图 7-11 内支撑和轮辋的接触区域

7.3.3 单元控制与网格划分

网格划分可以采用系统默认设置，也可以指定某个零件或表面的单元尺寸大小。首先采用系统默认设置(Basic)，网格相关性设置为 0，预览虚拟装配体的网格划分结果如图 7-12 所示。

由图 7-12 发现内支撑的网格划分比较粗糙，单元大小很不一致，网格分布很不均匀。而轮辋网格自动划分结果比较理想，过渡区单元较小，轮辐区域单元较大，且分布均匀有规律。为了获得较为准确的分析计算结果，可以将内支撑零件的单元大小进行设定，通过网格细化获得比较均匀一致的网格划分结果。

图 7-13 所示为对内支撑的单元大小设置值为 10mm 进行内支撑的网格划分结果。可以看出，经过单元细化后的内支撑网格质量得到明显改善，获得了比较均匀一致的内支撑的网格划分结果。整个虚拟装配体划分网格后共获得 65816 个单元和 120043 个节点。

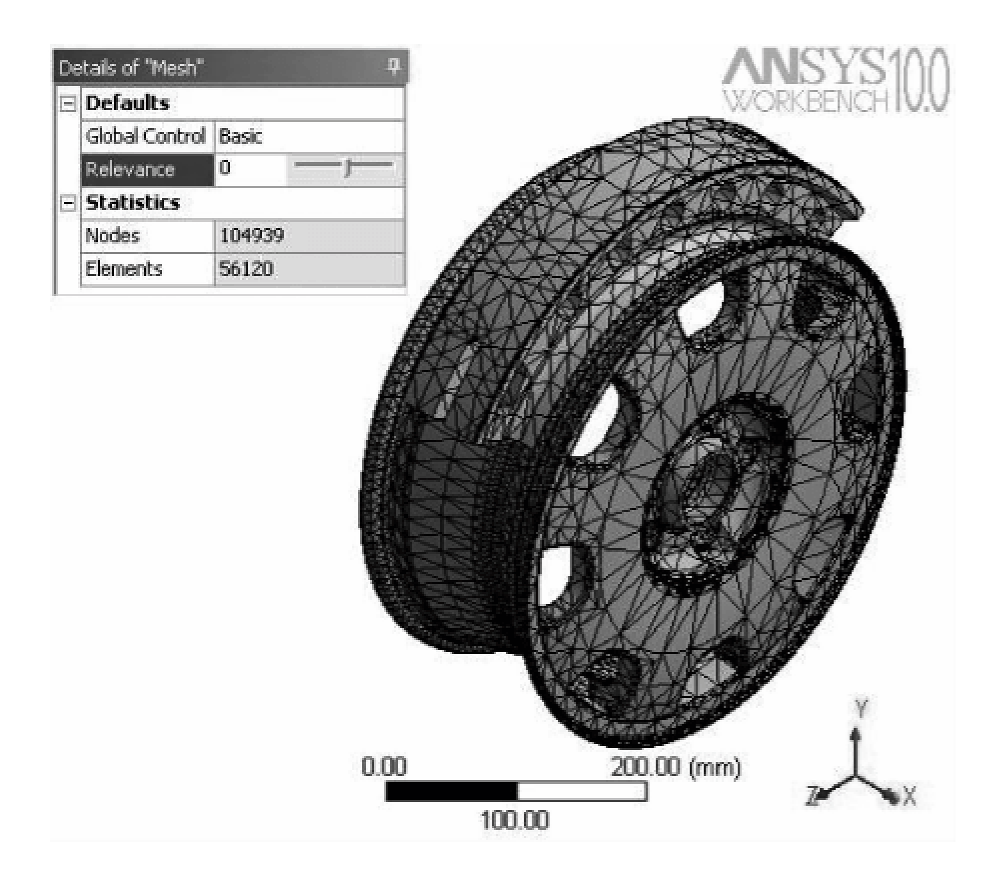



图 7-12　默认设置下内支撑网格划分结果

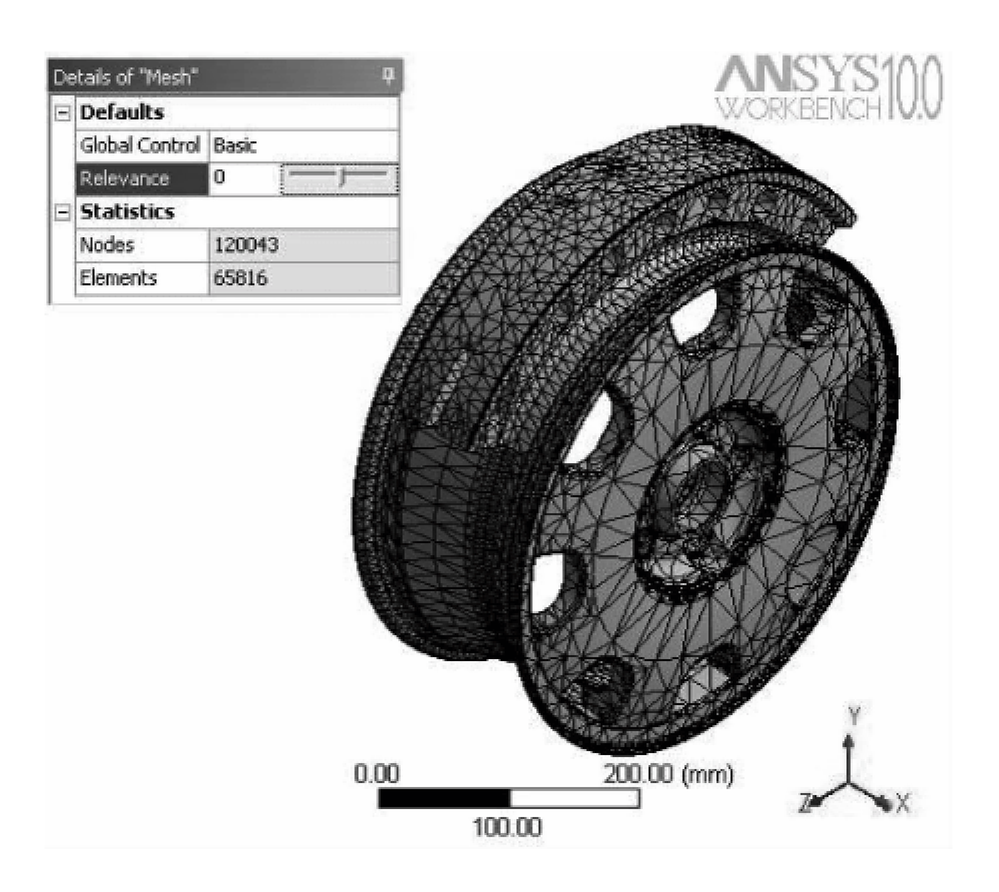


图 7-13　控制内支撑单元大小网格划分结果

7.3.4　热载荷边界条件

因为要考虑内支撑与轮辋的接触传热，同样对 RFT 装配体施加第三类边界条件，假设内支撑与轮胎接触的外表面是热量积聚的高温区域，温度值取 90℃。轮辋的轴孔是 RFT 系统的最低温度区域，温度值取 30℃。根据式(7-19)考虑与温度相关的对流边界条件，内支撑外表面与轮胎内部温度相关，假设轮胎内部气体温度高于外界空气温度，故设置内支撑周围温度(ambient temperature)为 50℃。轮辋与外界空气温度相关，周围温度为 30℃。通过表面效应单元 SURF152 定义内支撑表面和轮辋表面的对流，设置膜系数 h 的类型都是与温度相关的平均膜温度(average film temperature)。外部环境参考温度(reference temperture)为 25℃。则 RFT 装配体的热载荷边界条件如图 7-14 所示。

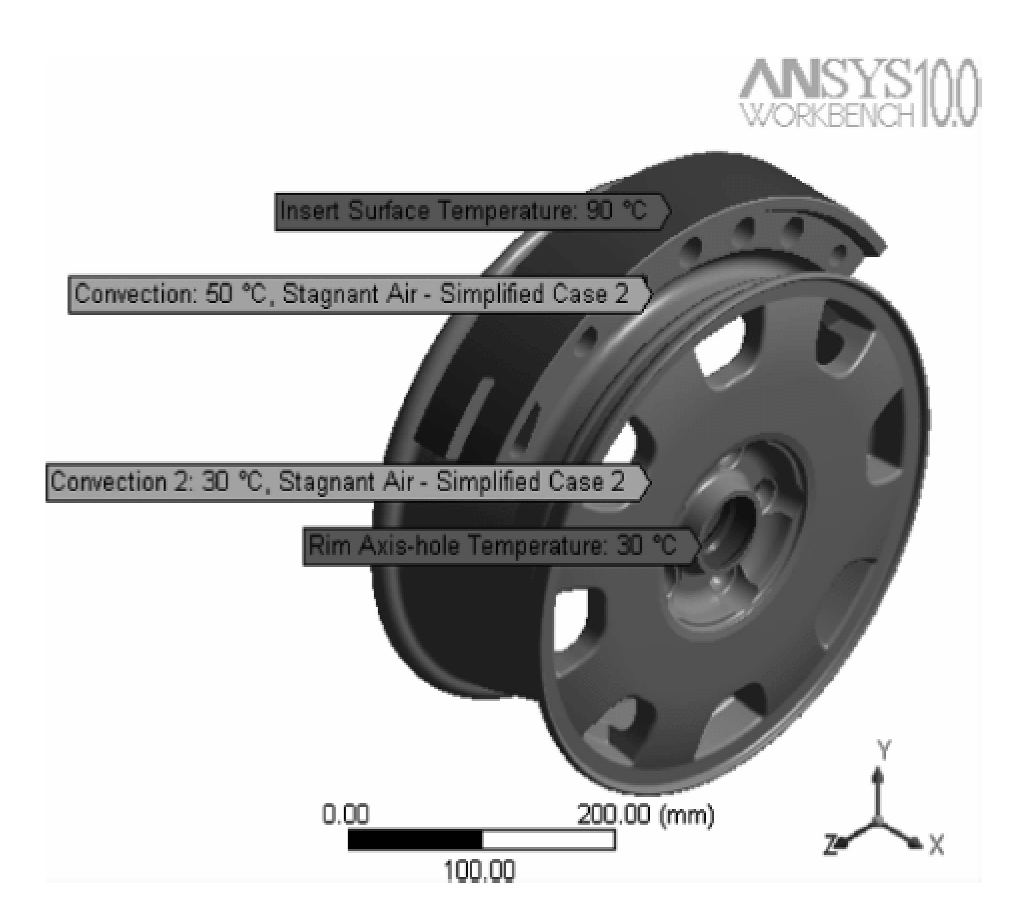
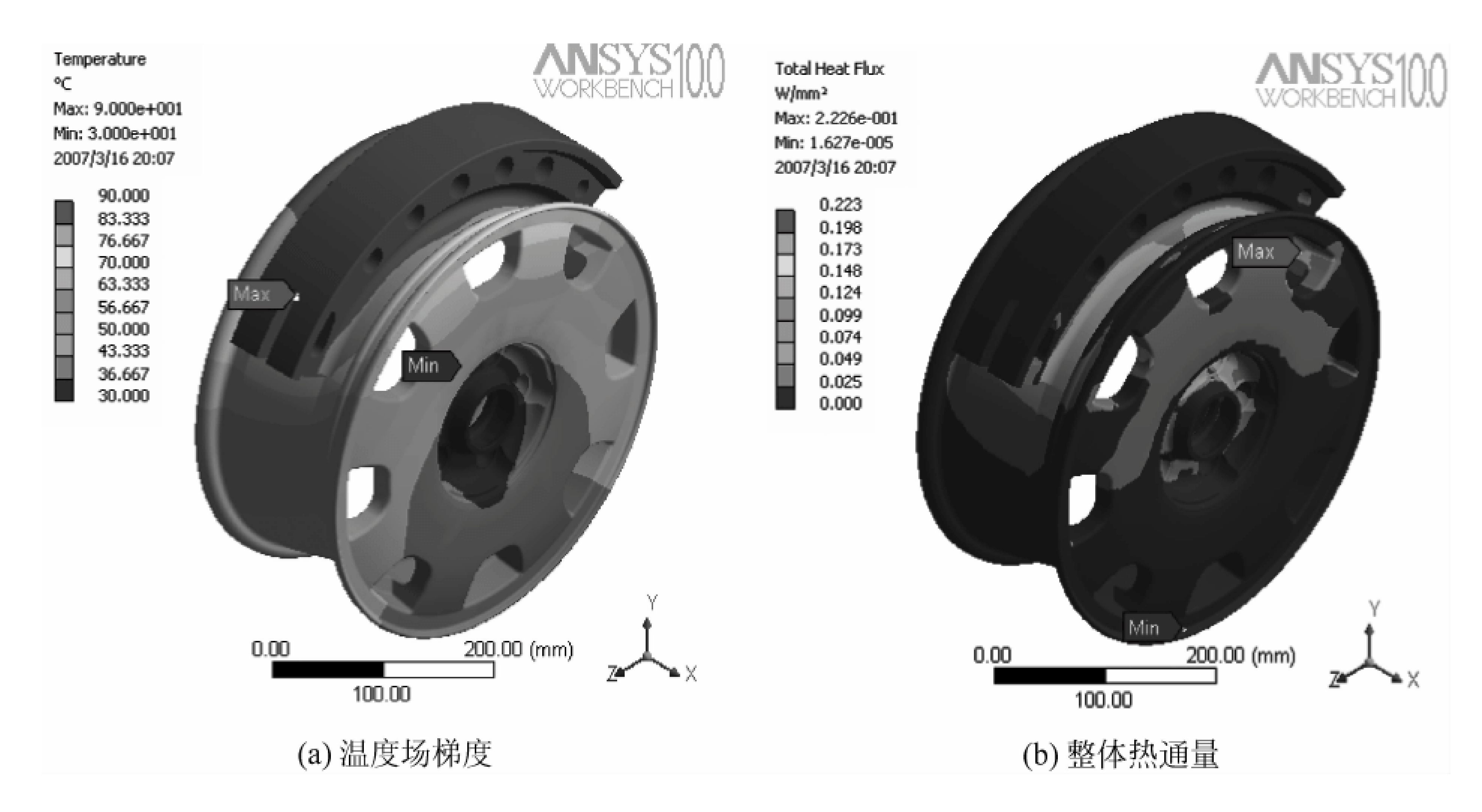


图 7-14　RFT 装配体热载荷边界条件

7.3.5　结果分析与讨论

将热载荷边界条件设置完整的 RFT 装配体物理模型，执行 ANSYS 稳态热分析求解方案，程序自动选择默认的直接求解器进行计算，由于考虑了接触传热，计算时间比较长。最后获得装配体的温度梯度和整体热通量如图 7-15 所示。



(a) 温度场梯度　　(b) 整体热通量

图 7-15　RFT 装配体稳态温度场(无轮胎)

由图 7-15 可以看出,内支撑在持续零压续跑行程中将处于恒定的 70℃以上的高温状态。表 7-2 列出了装配体整体热通量和笛卡儿坐标系中各个方向的热通量最大值计算结果。

表 7-2　RFT 装配体稳态热分析热通量计算结果

热通量方向	整　体	X 轴方向	Y 轴方向	Z 轴方向
最大值/(W/mm^2)	0.2226	0.2156	0.0916	0.0947
所在实体及区域	内支撑基部	内支撑基部	轮辋槽侧边	轮辋槽侧边

装配体整体热通量(heat flux)在内支撑基部与轮辋接触区域出现最大值,说明接触部位是热量传递的主要通道。由表 7-2 的热通量数据可知,RFT 装配体整体热量传递在 X 轴方向较多,Y 轴方向和 Z 轴方向较少,这是由于轮辋槽的不对称结构造成的。图 7-16 所示为内支撑内部温度以温度场梯度界面(isosurfaces)显示,可以看出轮辋内部也出现高温梯度界面,说明内支撑大部分实体均处于高温区域。

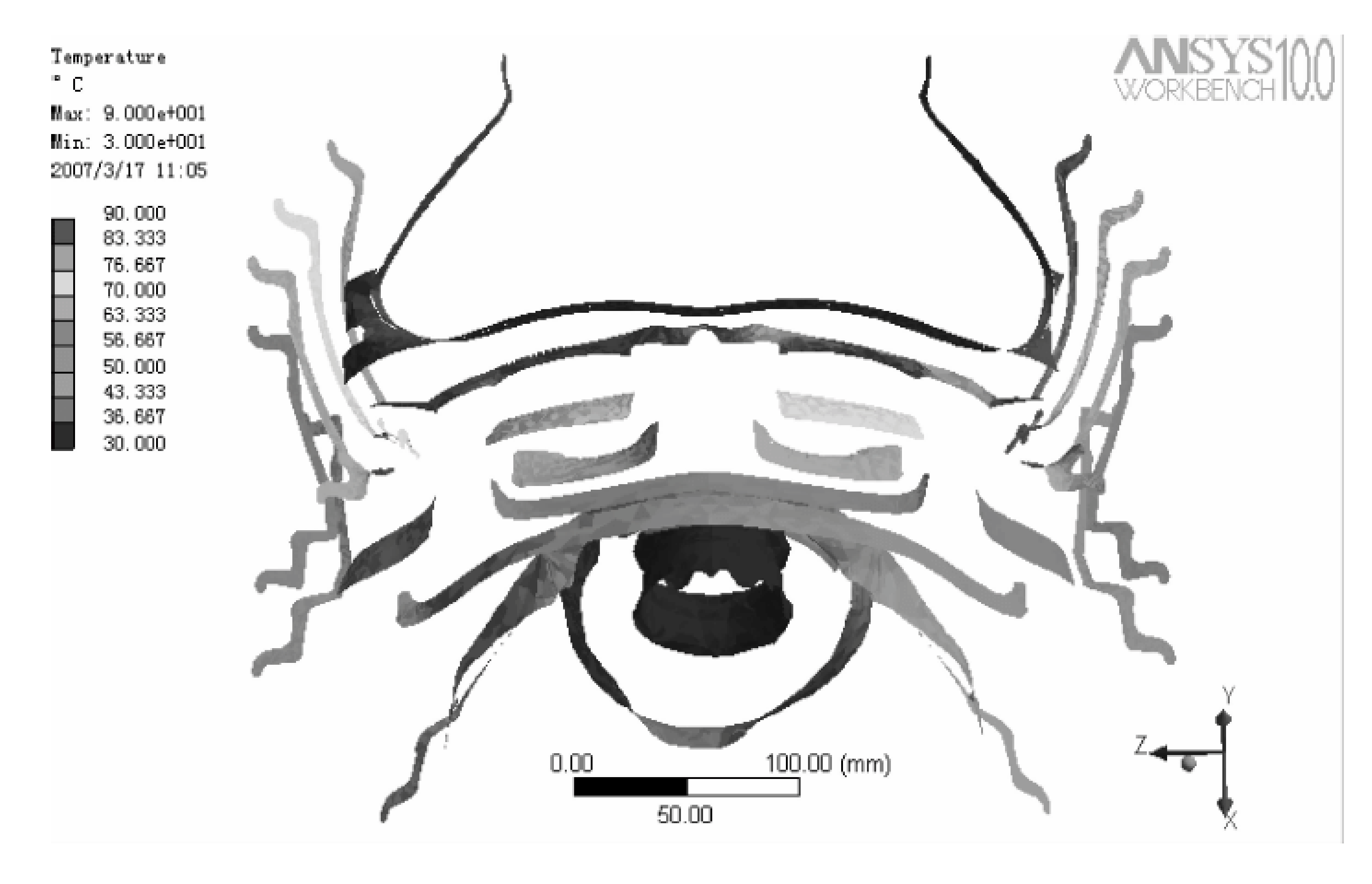


图 7-16　RFT 装配体稳态温度场梯度界面

另外，图 7-16 显示的温度梯度界面相对于整个 RFT 装配体是不对称的，这主要是因为在模拟计算时，为了节省接触传热（含有非线性计算因素）的计算时间，仅仅选择了内支撑几何模型的一个单体，而其他两个单体没有包括在内，所以出现温度梯度总趋势是由装配体原始坐标系的 Y 轴正向到负向的温度下降界面。根据几何模型相似性判断，另外两个单体的稳态温度场分布与已经分析的单体类似。

7.4 散热结构设计与对比分析

7.4.1 散热结构设计

根据稳态温度场模拟结果可以判断出在车辆持续零压续跑行程并达到轮胎升温平衡后，内支撑将处于较高稳态温度下。由第 2 章中对内支撑温度的讨论可知，热量积聚会影响内支撑结构性能，造成材料膨胀，导致内支撑沿轮辋槽的滑转现象。一旦滑转发生，内支撑与轮辋接触和轮胎接触的界面将面临材料磨损破坏的危险。为了防止内支撑体内的温度过高，可以通过改善内支撑摩擦生热部位的表面结构，如减少生热面积和增加散热面积等，来缓解内支撑与轮胎摩擦界面的热环境，但同时要考虑结构强度。图 7-17 所示为在内支撑与轮胎接触的外表面上设计沿圆周方向的散热沟槽结构，其形式可以是矩形槽、三角槽和半圆槽等类型。

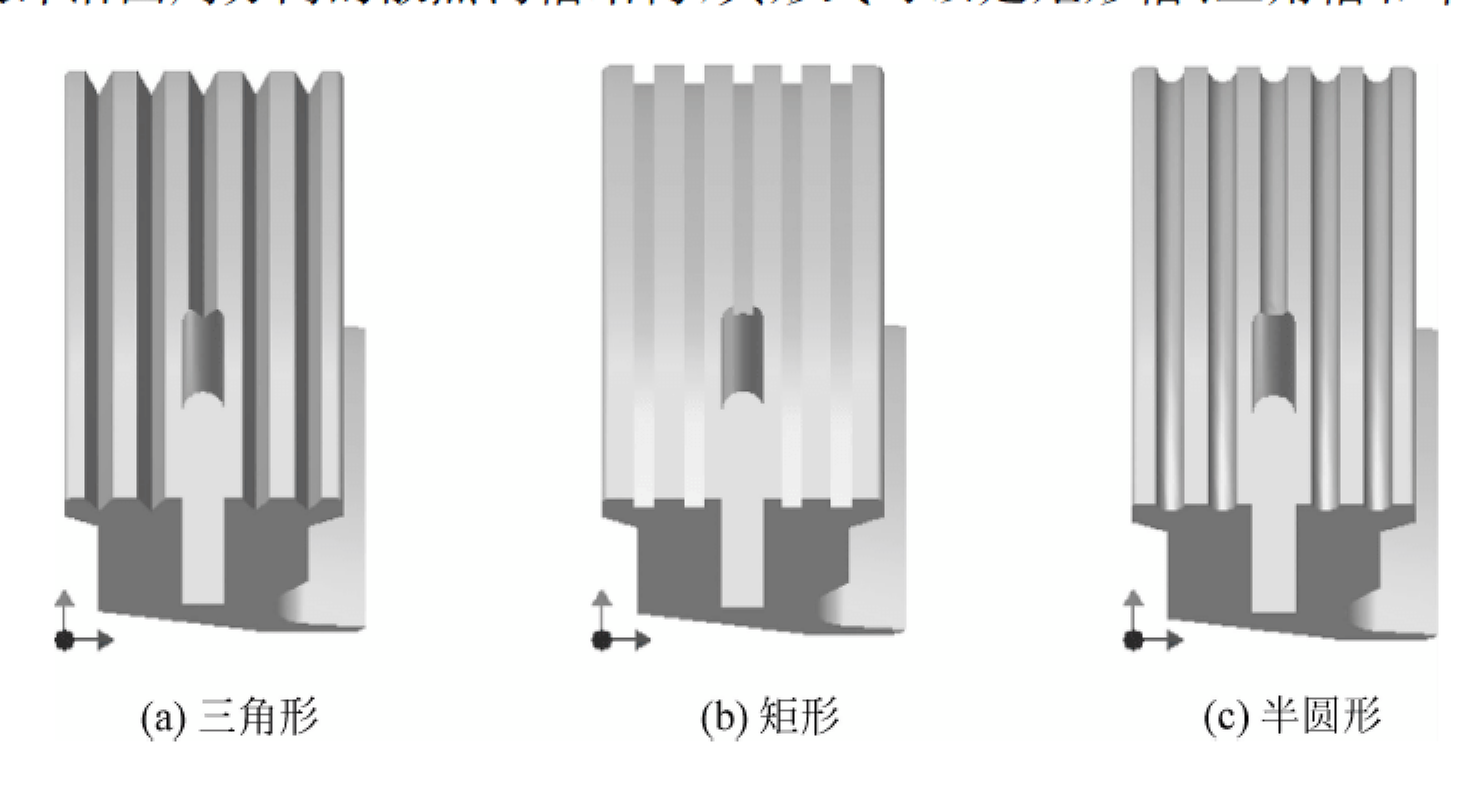


图 7-17　内支撑散热环槽结构类型

也可以在上述圆周方向环槽基础之上进一步增加横向槽，使外表面形成整体凸凹结构，如图 7-18 所示。

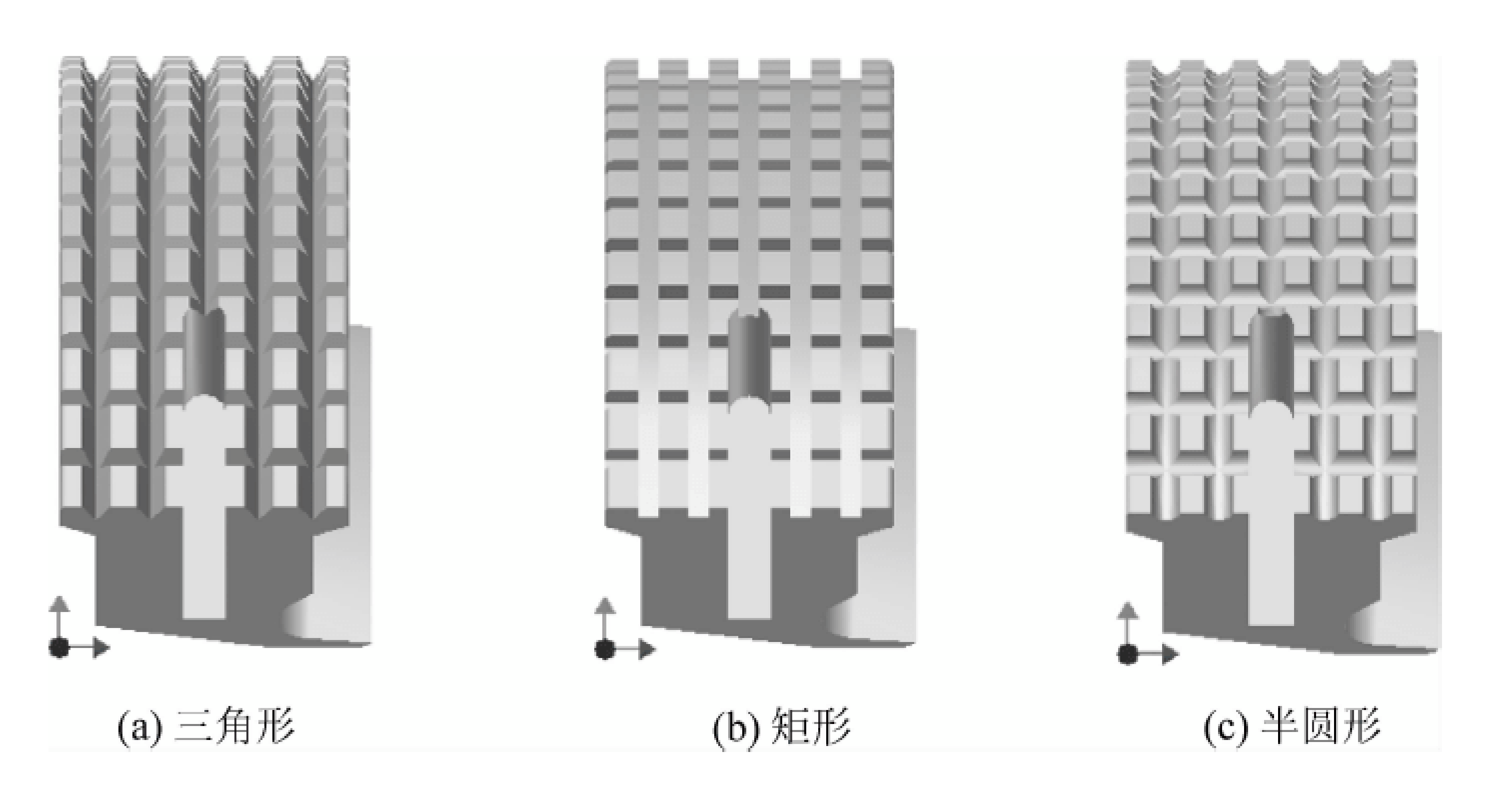
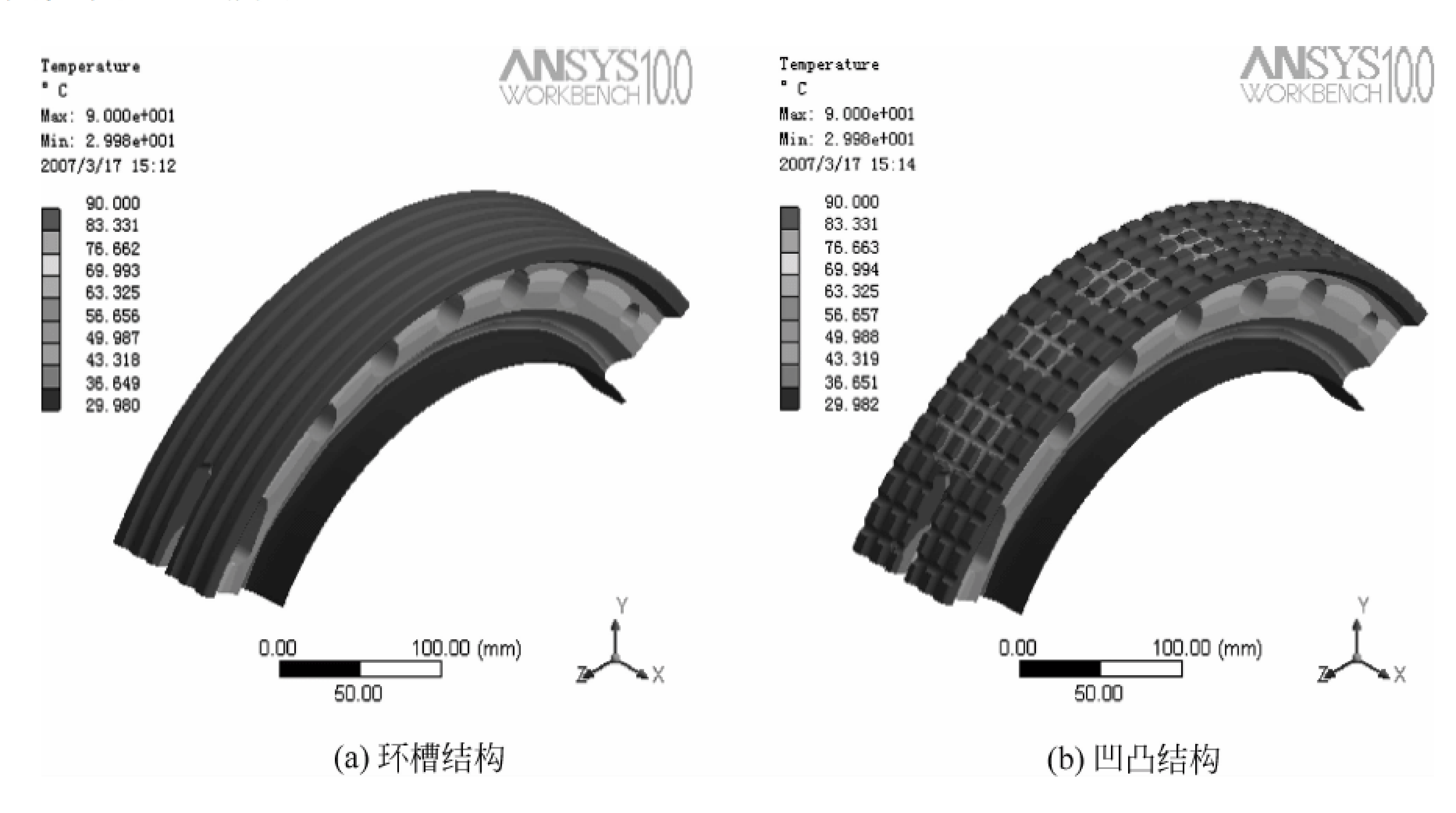


图 7-18　内支撑散热凹凸结构类型

无论是周向沟槽结构还是整体凸凹结构，都能够减少车辆零压续跑行程中轮胎与内支撑的有效接触摩擦面积，但接触面积的减少量不宜过大。因为过多减小接触面积会同时造成接触面压力(压强)的增大，导致滑动摩擦力做功增加，进而使过多的机械能转化为热能。因此散热结构设计应该使接触面积控制在一个合理范围内。由于缺少资料参考和实验数据，下面仅对半圆形环槽结构和凹凸结构的内支撑进行稳态温度场预测分析，以探讨散热结构的设计对内支撑稳态温度场和 RFT 装配体稳态温度场的影响。

7.4.2 带散热结构的内支撑稳态温度场

带散热结构(半圆形)的内支撑稳态热分析模型准备、有限元网格划分和热载荷边界条件施加等执行步骤与 7.2 节是一样的，且单元大小的控制和边界条件的设置值均采用与之相同的数据，以使计算结果具备可比性。唯一不同的是高温边界条件的依附表面面积较少，为内支撑散热结构去除材料后剩余的面积。经过 ANSYS 稳态热分析求解计算后，得到带有两种散热结构的内支撑稳态温度分布云图如图 7-19 所示，带散热结构的内支撑整体热通量云图如图 7-20 所示。



(a) 环槽结构　　　　(b) 凹凸结构

图 7-19　带散热结构的内支撑稳态温度场

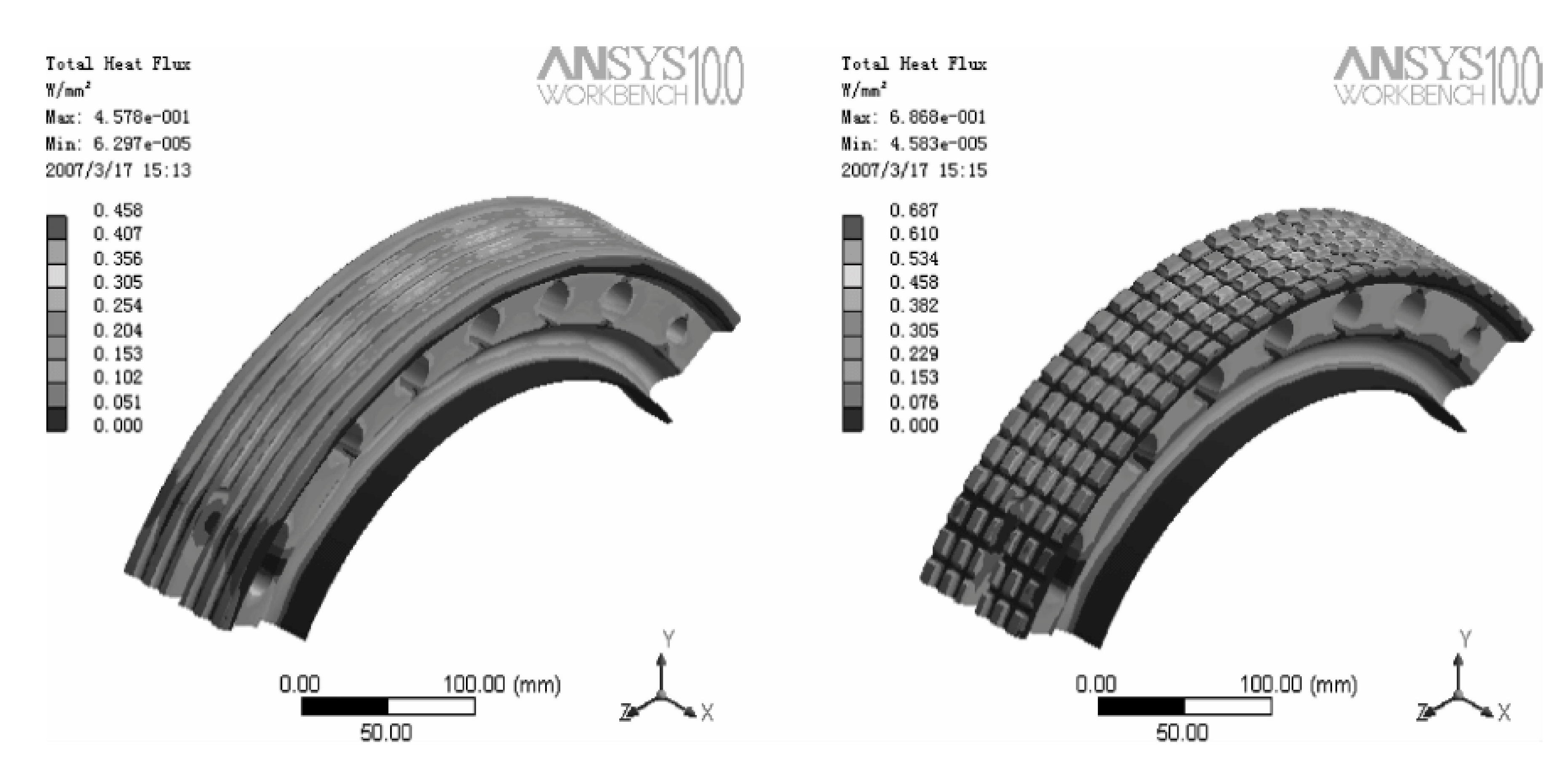


图 7-20　带散热结构的内支撑整体热通量

将图 7-19 和前面图 7-6(a)对比可以看出,内支撑散热结构使稳态温度场的高温部分有所减小,其中凹凸结构的高温区域最少,凹槽处的温度约低于最高温度 20℃左右。而没有散热结构的内支撑稳态温度低于最高温度 20℃的边界延伸到减重孔部位。

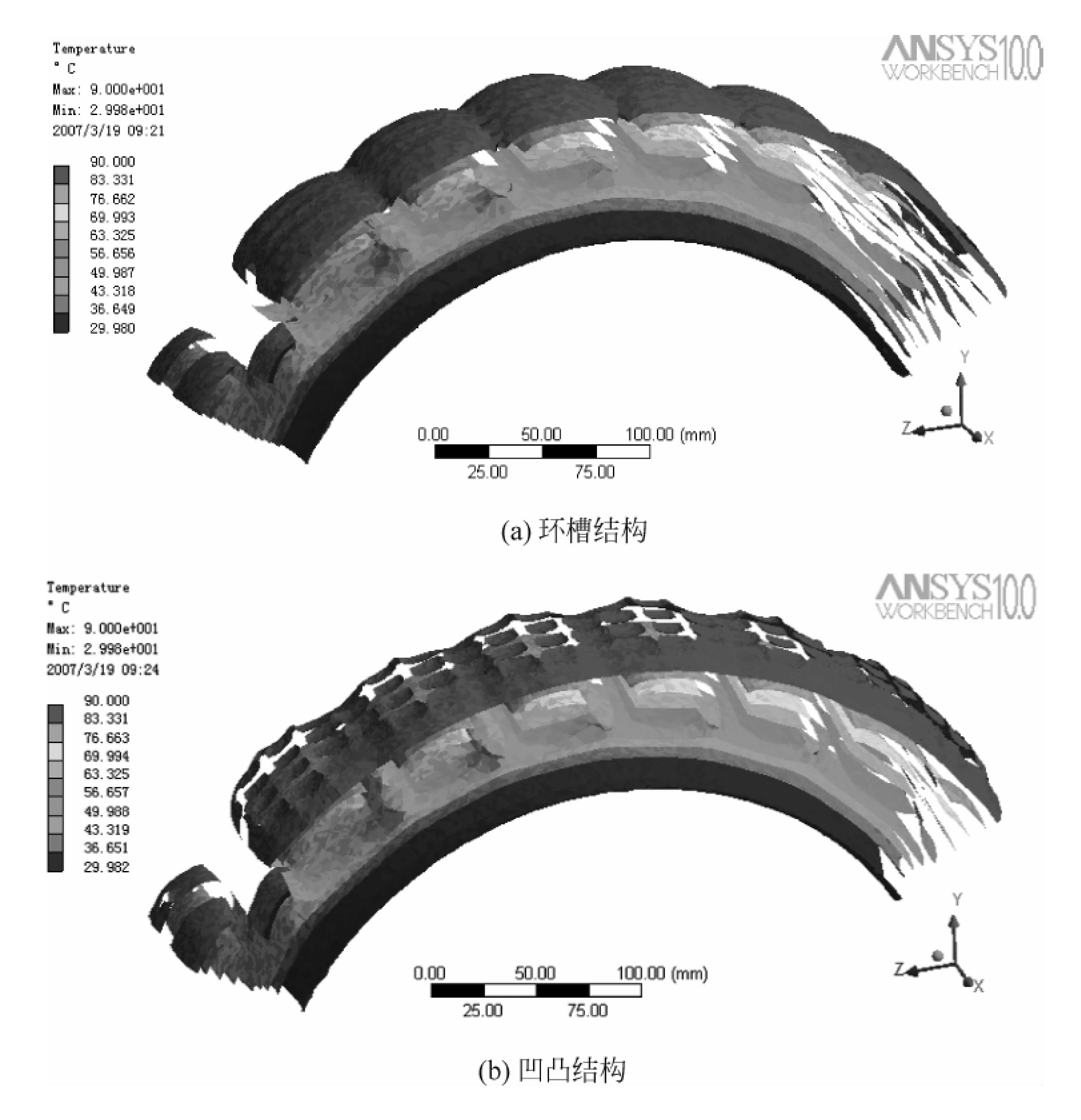
将图 7-20 和前面图 7-6(b)对比可以看出,带有散热结构的内支撑整体热通量较大区域由中间部分向外部移动,即热通量较大区域靠近了内支撑与轮胎的接触界面。

带散热结构的内支撑笛卡儿坐标系中各个方向的热通量最大值计算结果如表 7-3 所示。

表 7-3 带散热结构的内支撑稳态热分析热通量计算结果 W/mm^2

热通量方向	整体热通量最大值	*X* 轴方向最大值	*Y* 轴方向最大值	*Z* 轴方向最大值
环槽结构	0.4578	0.1663	0.1188	0.3594
凹凸结构	0.6868	0.2295	0.1112	0.5592
所在区域	内支撑顶部	内支撑顶部	内支撑顶部	内支撑顶部

上述分析和计算结果说明减少内支撑与轮胎的摩擦接触面积,增大靠近接触面周围的热量扩散空间,能够有效地防止内支撑内部热量积聚。图 7-21 所示的带散热结构内支撑的温度场梯度界面也说明了内支撑稳态高温边界上移,内部温度降低的结果。



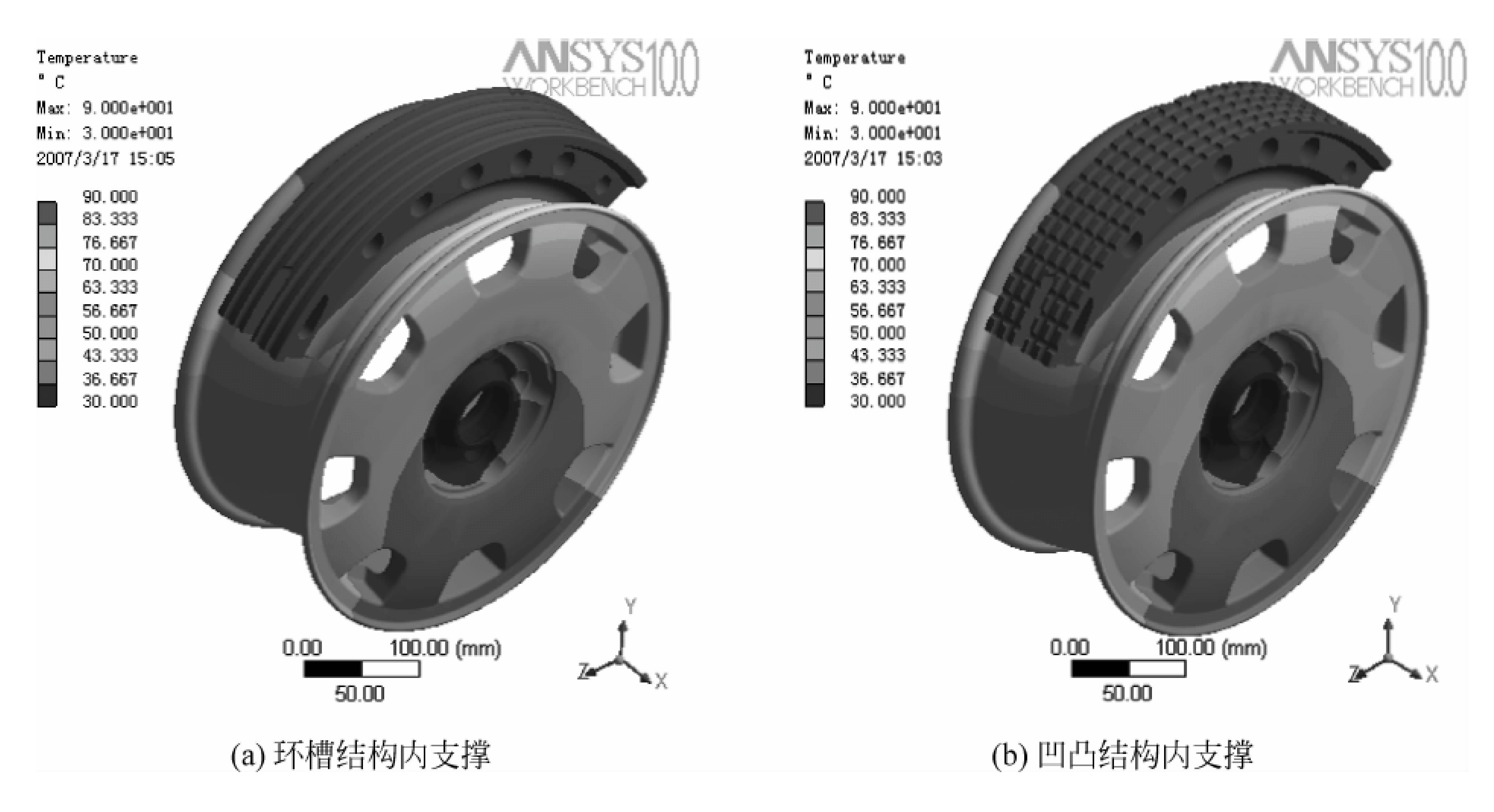
(a) 环槽结构

(b) 凹凸结构

图 7-21 带散热结构的内支撑稳态温度场梯度界面

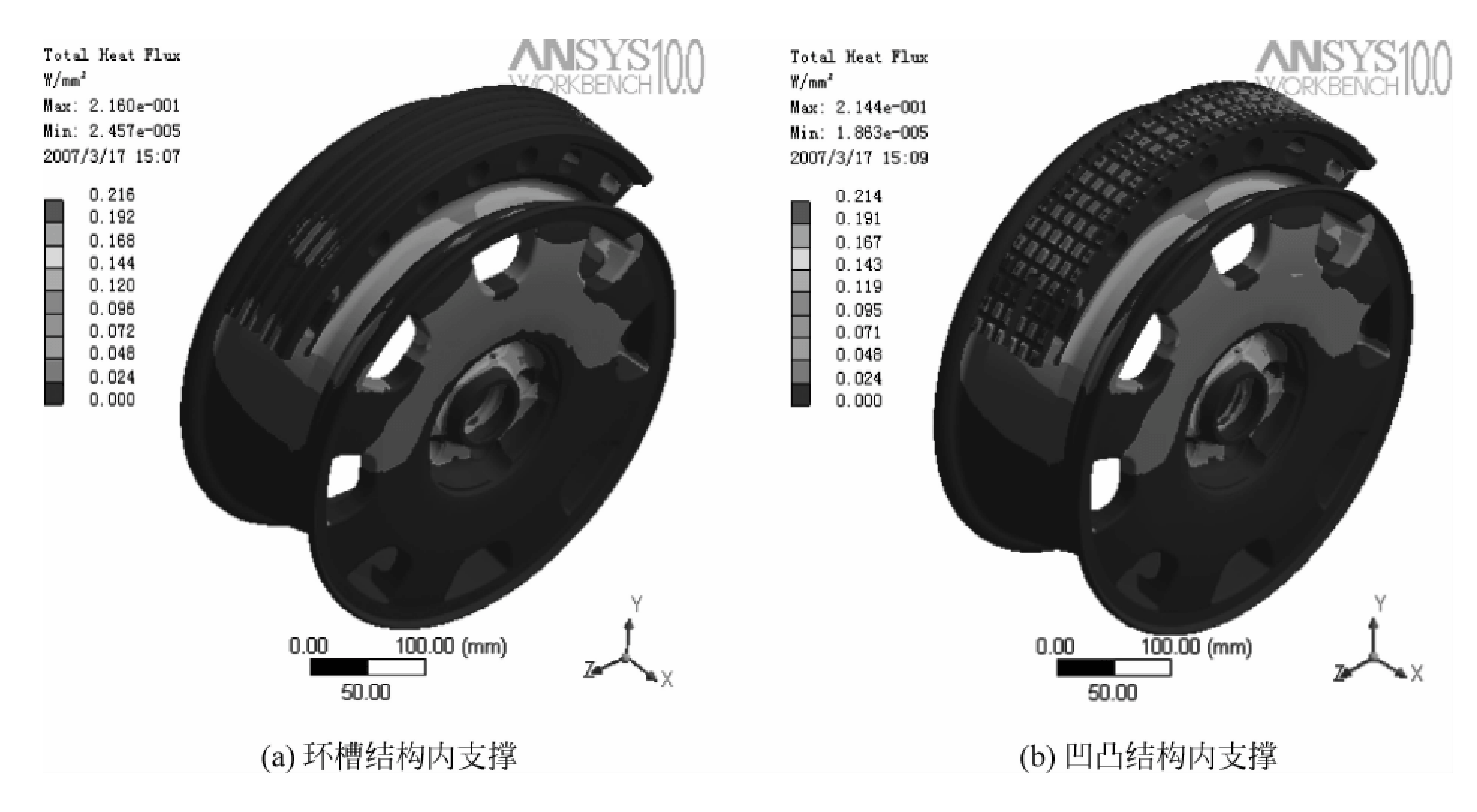
7.4.3 内支撑与轮辋接触的稳态温度场

与前面的分析类似，需要探讨带散热结构(半圆形)的内支撑装配到轮辋槽中的稳态温度场。为了获得可比性结果，这里仍然采用一个单体内支撑的 RFT 装配体模型，单元尺寸控制和网格划分、热载荷边界条件等与 7.3 节相同，只是高温边界条件的依附表面面积较少，为内支撑散热结构去除材料后剩余的面积。经过 ANSYS 求解计算，获得带散热结构的内支撑装配到轮辋后的 RFT 稳态温度分布云图和整体热通量云图分别如图 7-22 和图 7-23 所示。



(a) 环槽结构内支撑　　(b) 凹凸结构内支撑

图 7-22　RFT 稳态温度场(无轮胎)



(a) 环槽结构内支撑　　(b) 凹凸结构内支撑

图 7-23　RFT 装配体整体热通量(无轮胎)

将图 7-22 与前面图 7-15(a)对比可以看出，装配有散热结构内支撑的 RFT 装配体稳态温度分布规律很类似，内支撑高温区域在基部略有上移，但内支撑大部分区域仍处于 70℃以上的高温状态。

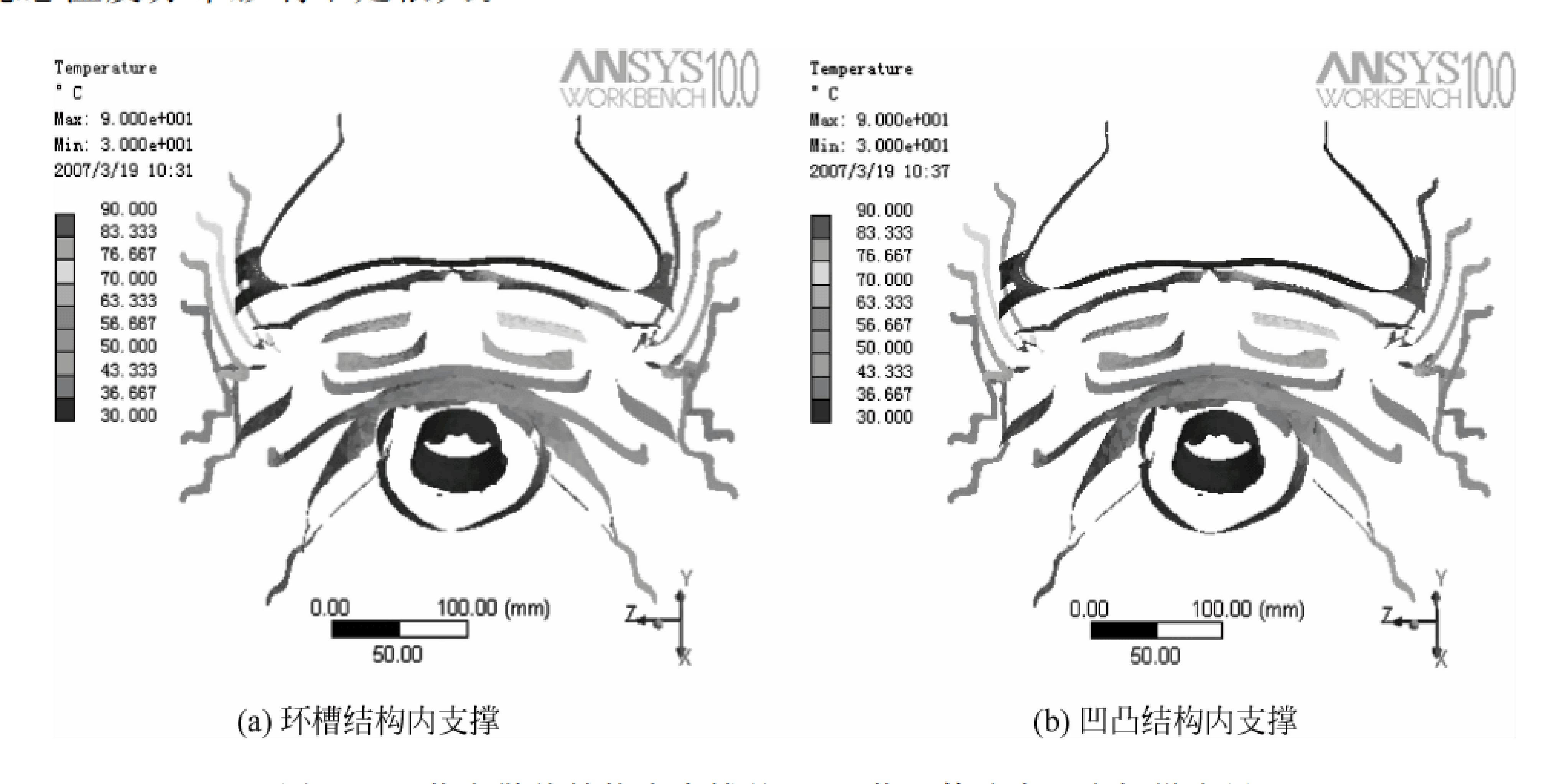
将图 7-23 和前面图 7-15(b)对比发现内支撑散热结构的设置使整体热通量较大位置有所改变，带散热结构的内支撑整体热通量较大区域在凹槽处出现，说明环槽结构处热量传递增加，但热通量最大值出现的位置没有改变。

表 7-4 列出了装有散热结构内支撑的 RFT 装配体在笛卡儿坐标系各坐标轴方向的热通量最大值计算结果。

表 7-4　装有散热结构内支撑的 RFT 装配体热通量计算结果　　W/mm^2

热通量方向	整体热通量最大值	X 轴方向最大值	Y 轴方向最大值	Z 轴方向最大值
装环槽结构内支撑	0.2160	0.2092	0.0843	0.1175
装凹凸结构内支撑	0.2145	0.2075	0.0835	0.1161
所在实体及区域	内支撑基部	内支撑基部	轮辋槽侧边	轮辋槽侧边

同样可以给出装有散热结构内支撑的 RFT 稳态温度梯度界面如图 7-24 所示。与图 7-16 相比，各梯度界面略有移动，但不是很明显。这说明在车辆较长时间持续零压续跑中，当整个车轮温度达到平衡状态时，内支撑将处于一种高温状态，散热结构对整个 RFT 装配体的稳态温度分布影响不是很大。



(a) 环槽结构内支撑　　(b) 凹凸结构内支撑

图 7-24　装有散热结构内支撑的 RFT 装配体稳态温度场梯度界面

7.5　内支撑热-结构耦合有限元分析

7.5.1　热-结构耦合有限元分析基础

内支撑散热结构的增加改善了内支撑稳态温度分布，但对 RFT 装配体的稳态温度影响不是很大。内支撑结构的变化会带来结构应力的变化，同时内支撑各个部分温度发生变化时，由于热膨胀会产生线应变，而剪切应变为零。这种由于热变形产生的应变可以看作其初应变 $_0$，对于具有三维结构的问题，$_0$ 的表达式为

$$ {}_0 = \alpha(\phi - \phi_0)[1 \quad 1 \quad 1 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T \tag{7-20}$$

式中，α——材料热膨胀系数；

ϕ——结构初始温度场；

ϕ_0——结构稳态或瞬态温度场；

其中 ϕ 可以由温度场分析得到的单元节点温度 ϕ_i 通过插值得到，即

$$\phi = \sum_{i=1}^{n_e} N_i(x,y,z) \cdot \phi_i = N\phi^e \tag{7-21}$$

当存在初应变的情况下，应力应变关系可表示成

$$= \boldsymbol{D}(\quad - \quad _0) \tag{7-22}$$

根据虚功原理，可以得到包括温度应变在内的用于求解热应力问题的最小位能原理。其泛函表达式为

$$\Pi_p(u) = \int_\Omega \left(\frac{1}{2} \quad ^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D} \quad - \quad ^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D} \quad _0 - \boldsymbol{u}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{f} \right) \mathrm{d}\Omega - \int_{\Gamma_\sigma} \boldsymbol{u}^{\mathrm{T}}\overline{\boldsymbol{T}}\mathrm{d}\Gamma \tag{7-23}$$

将求解域进行有限元离散，得到有限元求解方程为

$$\boldsymbol{Ka} = \boldsymbol{P} \tag{7-24}$$

式(7-24)与不包含温度应变的有限元求解方程式(7-18)的区别在于载荷向量[$\boldsymbol{P}$]中包括了由温度应变引起的温度载荷，即：

$$\boldsymbol{P} = \boldsymbol{P}_f + \boldsymbol{P}_T + \boldsymbol{P}_{\varepsilon_0} \tag{7-25}$$

式中，$\boldsymbol{P}_f$——体积载荷引起的载荷矩阵；

$\boldsymbol{P}_T$——表面载荷引起的载荷矩阵；

$\boldsymbol{P}_{\varepsilon_0}$——温度应变引起的载荷矩阵。

温度应变引起的载荷矩阵 $\boldsymbol{P}_{\varepsilon_0}$ 的元素由下式表示：

$$\boldsymbol{P}_{\varepsilon_0} = \sum_e \int_{\Omega_e} \boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D} \quad _0 \mathrm{d}\Omega \tag{7-26}$$

7.5.2　热-结构耦合模型和边界条件

根据 ANSYS 规则，进行热-结构耦合分析要给内支撑添加结构载荷，然后进行稳态温度应力计算。这里基于带有环槽结构的内支撑稳态温度场分析的模型(即 7.4.2 节所用的内支撑)添加结构载荷。结构载荷取当前内支撑几何模型所对应的最大载荷边界条件。表 7-5 列出了几种较高车辆速度所对应的最大载荷边界条件。

表 7-5　带散热结构的内支撑载荷边界条件

车辆速度/(km/h)	内支撑质量/kg	理论离心力/10^4N	最大地面载荷/MPa	平衡理论锁紧力/10^4N
140	1.787	2.371	3.878	1.368
160	1.787	3.096	3.878	1.787
180	1.787	3.919	3.878	2.262
200	1.787	4.838	3.878	2.792
220	1.787	5.854	3.878	3.379

因为散热结构实际是对内支撑材料的进一步去除，所以表 7-5 中内支撑质量比没有散热结构的内支撑质量(见表 6-15)有所减小，对应的理论离心力和平衡理论锁紧力也有所减小。最大地面载荷(接触表面压强)因为接触面积的减小而增大。选择最大车辆速度

220km/h 时的结构载荷添加到内支撑模型中，图 7-25 所示为在内支撑热载荷边界条件基础上添加的结构载荷。

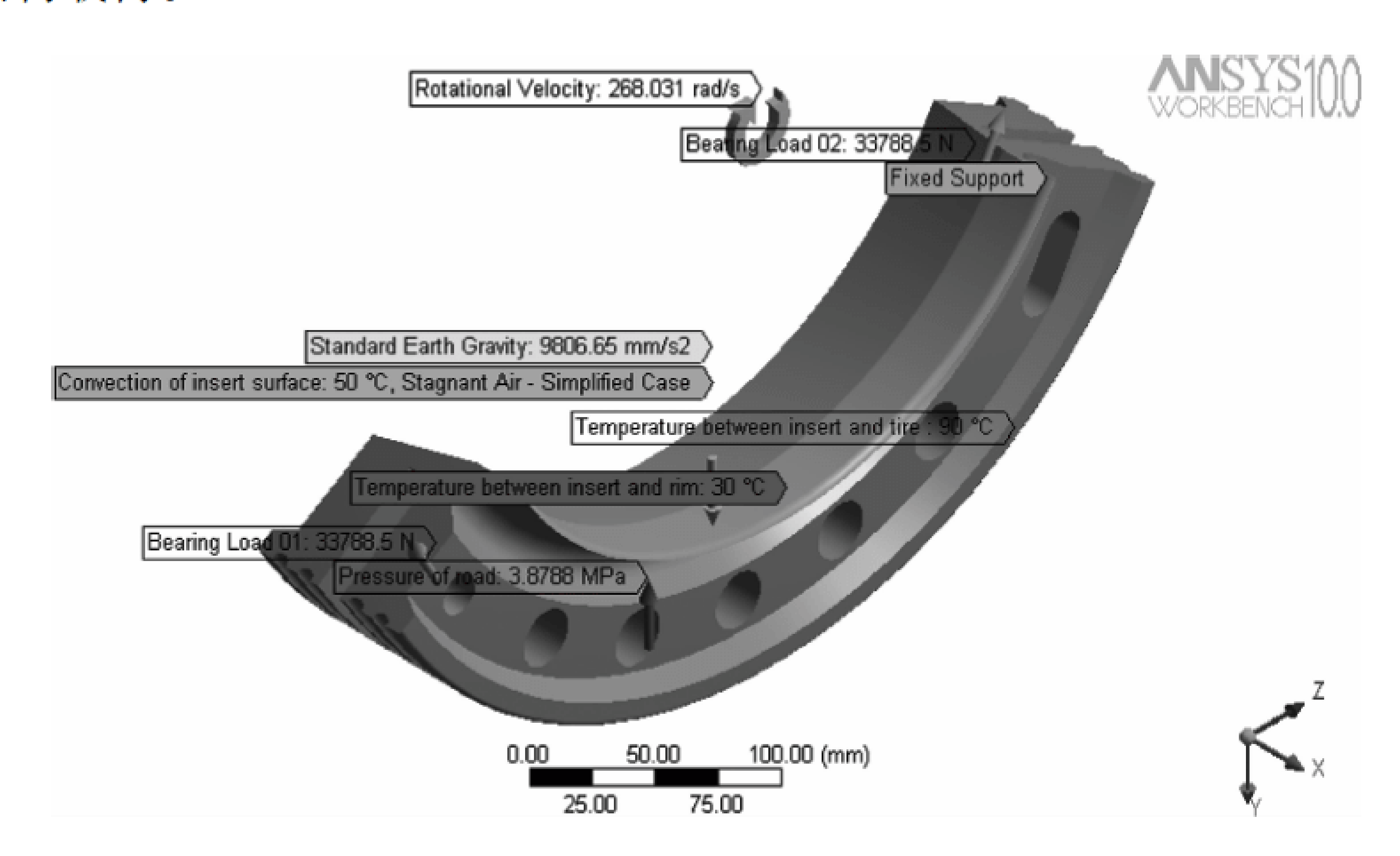
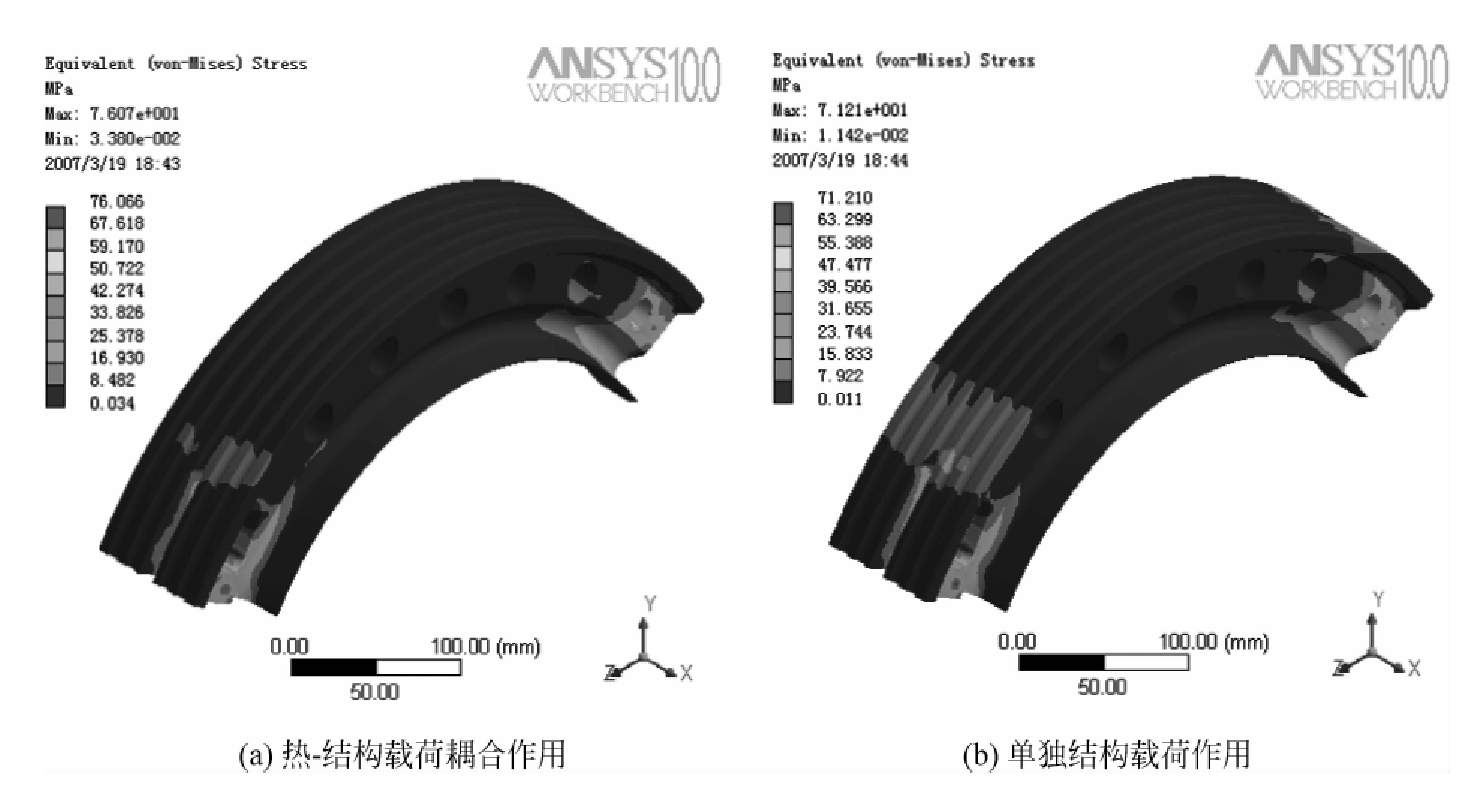


图 7-25　带散热结构的内支撑结构载荷和热载荷

7.5.3　热-结构耦合求解和结果对比

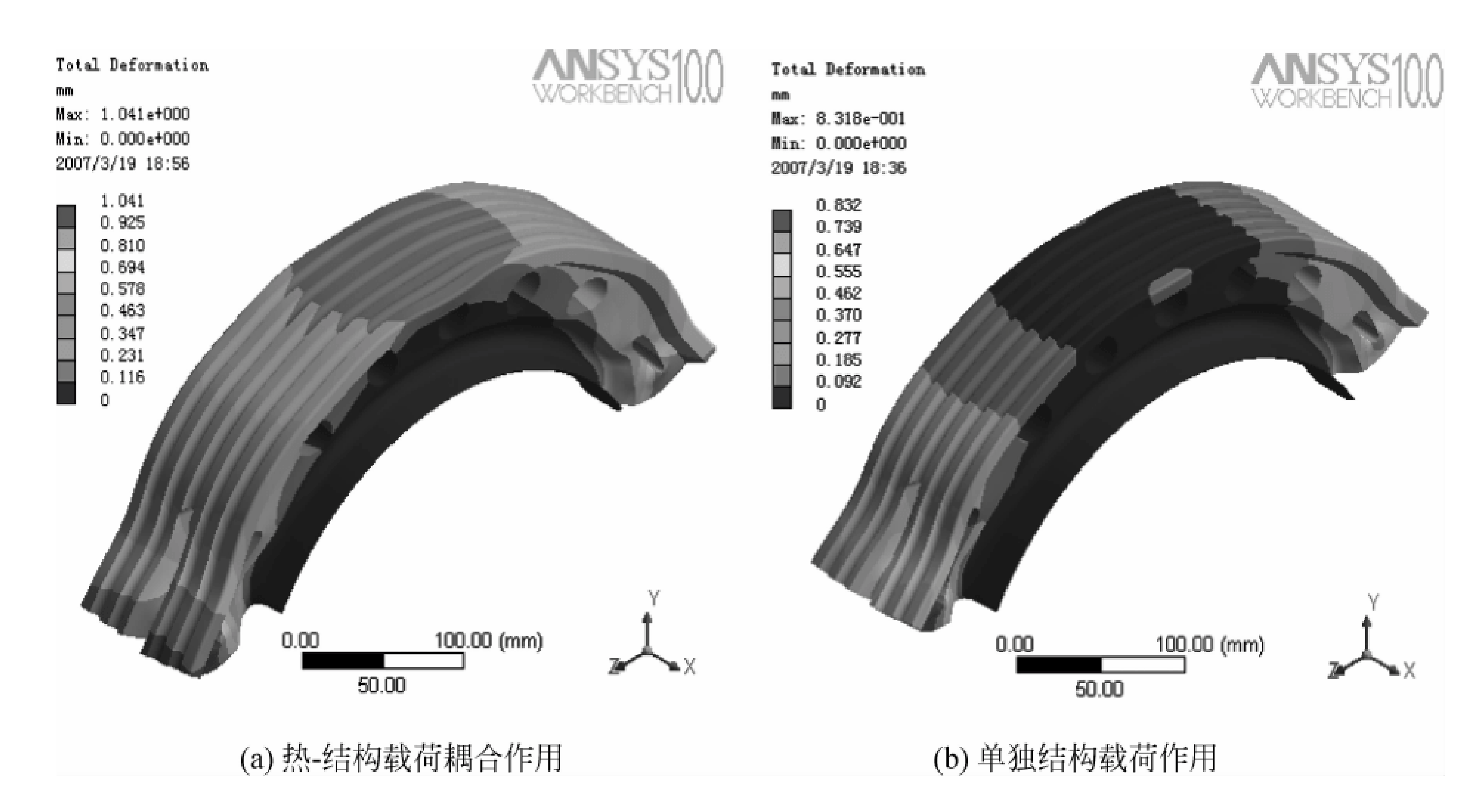
热-结构耦合分析的过程由程序自动控制，即先进行稳态热分析，然后将温度场映射到结构模型上，最后进行结构分析，从而获得内支撑包括温度场信息在内的结构等效应力、变形状况和安全系数等。图 7-26 所示为车辆速度为 220km/h 时带散热结构内支撑的热-耦合分析等效应力和单独结构载荷（去除热载荷）作用等效应力对比。图 7-27 所示为变形情况对比（相同的变形放大比例）。



(a) 热-结构载荷耦合作用　　(b) 单独结构载荷作用

图 7-26　温度对内支撑结构等效应力的影响

由图 7-26 内支撑结构等效应力的对比可知，高温使内支撑结构等效应力增大，热-结构载荷耦合作用下的内支撑等效应力最大值为 76.066MPa，而去除热载荷边界条件后单独结构载荷作用等效应力最大值为 71.210MPa。由图 7-27 的变形对比看出，内支撑热量积聚使



(a) 热-结构载荷耦合作用　　(b) 单独结构载荷作用

图 7-27　温度对内支撑结构整体变形的影响

其变形区域增大，变形程度加剧，最大变形量增加。

表 7-6 列出了带散热结构的内支撑热-结构耦合分析计算结果和单独结构载荷作用静力分析计算结果。从安全系数可以看出，内支撑温度升高将降低其安全程度。

表 7-6　内支撑热-结构耦合分析和结构静力分析计算结果

分析类型	等效应力最大值/MPa	最大主应力最大值/MPa	变形量最大值/mm	安全系数
热-结构耦合	76.066	82.108	1.0410	1.0870
结构静力	71.210	78.417	0.8318	1.1611

第8章

安全轮胎试制与性能试验

经过理论分析、初始设计、优化设计和热结构耦合改进后，能够用于产品生产参考的内支撑三维模型已经基本完成。虽然在设计、分析和优化过程中对内支撑性能一直在进行预测和评估，但最终还需要用实际试制产品来进行试验检验。试验检验分为三个层面，一是针对已经设计确认的 RFT 数字化模型进行虚拟装配检验，主要是为避免实际产品试制中出现干涉现象而产生废品；二是加工制造内支撑后，将内支撑进行装配试验，主要包括预装配和正式装配，以验证结构设计是否合理；三是安装成功的 RFT 需要进行必要的零压性能试验，以预测 RFT 零压滚动中轮胎接地印迹内路面提供的纵向力、侧偏力等，对比它们与正常充气状态或普通标准轮胎的区别，进一步分析 RFT 零压滚动机理，观察轮胎启动、制动和侧偏等工况轮胎滑动摩擦和可能存在的脱圈状况，预测 RFT 系统续跑能力。这些试验工作都将为装有内支撑式 RFT 的车辆性能仿真和整车道路试验提供必要的参考数据。

8.1 干涉检查与技术文档

8.1.1 试制前装配干涉检查

内支撑产品的试制加工是正式产品加工之前必须进行的工作，为了保证内支撑产品试制成功率，有必要对改进后的内支撑模型进行装配和拆卸以及这些过程中的干涉检查，以避免试制过程中出现由于设计失误而造成材料浪费。主要检查项目包括总装配检测、锁紧性检测、可装可拆性检测。总装配检测主要是为了验证在正确装入状态下零部件之间是否发生过盈，若有过盈发生则需要再次修改。锁紧性检测主要是检测锁块装入能不能实施锁紧，即在装入过程的运动中某一合适位置与锁环发生接触(冲突)。可装可拆性检测主要是检验装卡连接件是否能够顺利进入轮胎内腔实施锁紧或顺利拆卸。

图 8-1 所示为总体装配静态干涉检查，定义的干涉选择集 1 为轮辋和轮胎装配体，选择集 2 为内支撑和所有连接零件。干涉检查报告显示没有检测到过盈，说明改进内支撑结构后装配状态没有干涉位置。

图 8-2 所示为锁块实施锁紧操作时(驱动约束)使螺栓携带锁块进入内支撑锁块孔(内支撑透明处理)，报告显示检测到冲突，查看冲突位置，恰好是锁环与锁块的接触斜面，此时锁块端面与内支撑侧面凸出高度为 2mm(图中的数值为 −2mm，负号表示方向)，与特制螺母的凸台间距为 10mm(测量端面距离)，说明能够锁紧。

图 8-3 所示为在连接件拆卸过程中检测冲突情况，图示位置为零件经过轮缘时的中间



(a) 定义干涉检查选择集　　(b) 干涉检查结果

图 8-1　总体装配静态干涉检查



图 8-2　锁紧过程中锁块与锁环接触

位置，没有发生零件冲突现象。另外基于该图驱动锁环绕螺栓销转动，与轮胎表面接触时（即发生冲突时），内支撑单体已经能够沿轮胎轴向横移（即避开冲突）。这说明在图示状态下内支撑可以拆卸。装配过程与拆卸过程运动方向相反，所经路线相同，可拆卸即可装配。

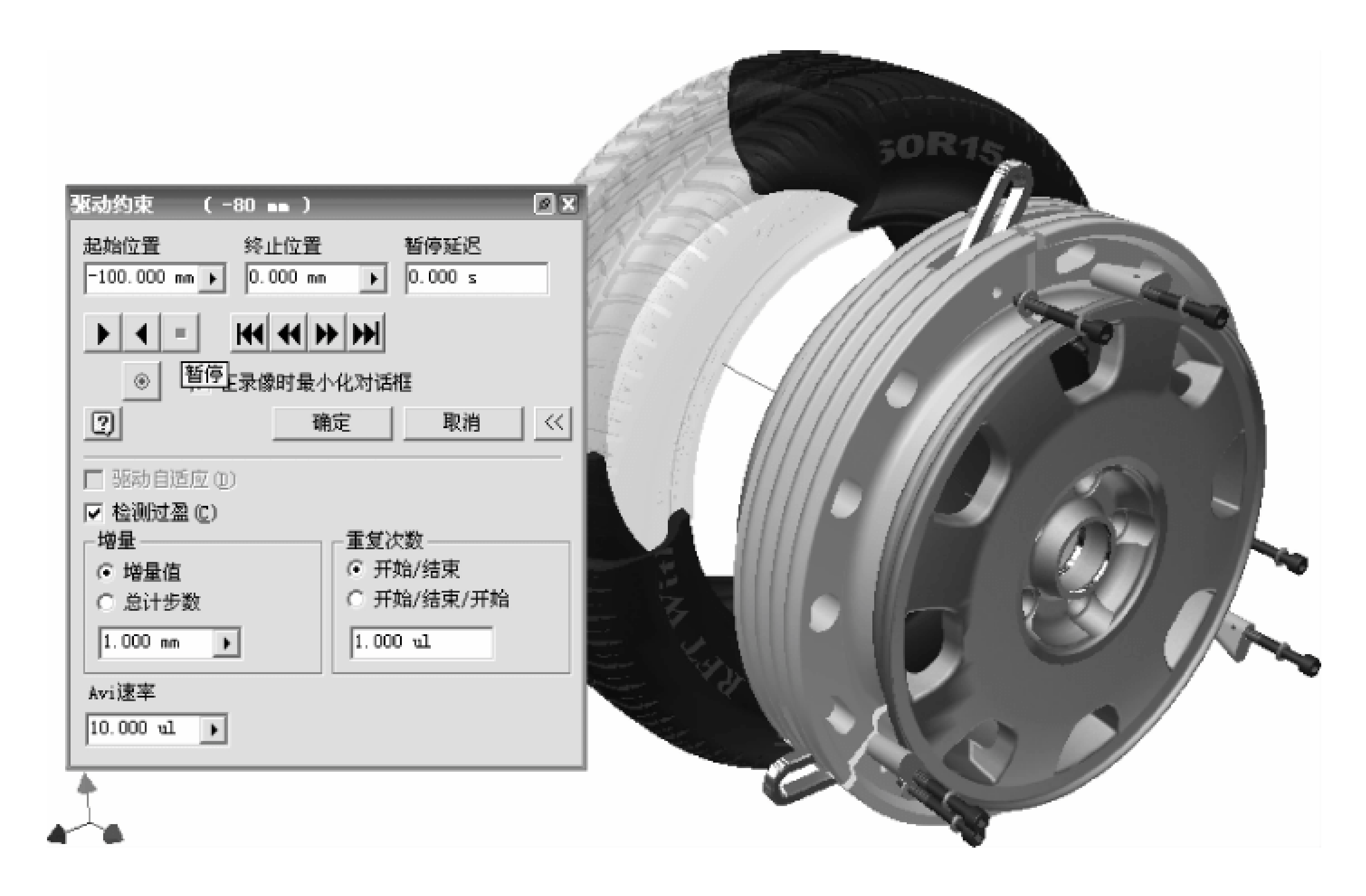
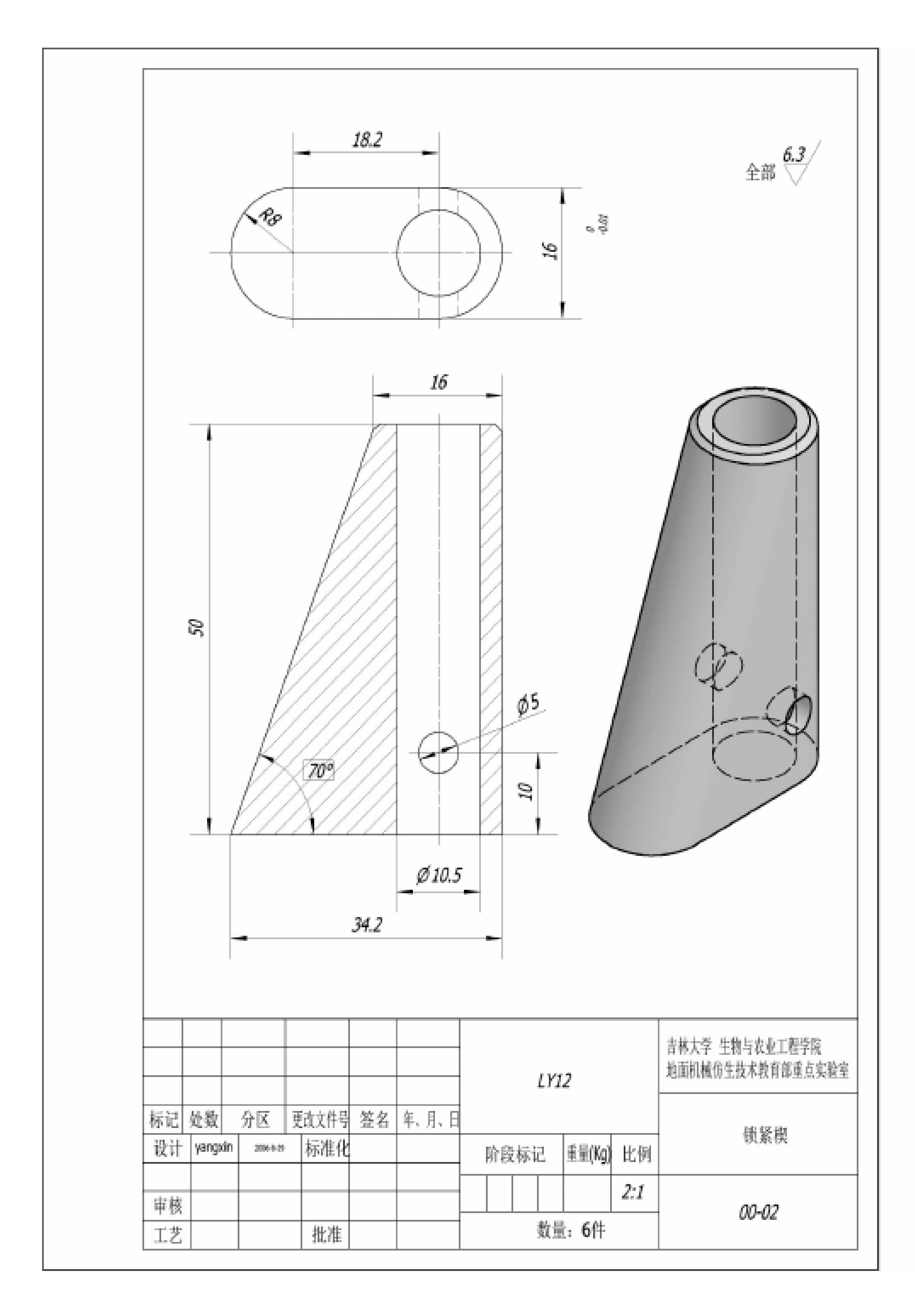


图 8-3　连接件拆卸性动态干涉检查

8.1.2　工程图与技术文件

经过上述虚拟检验过程，得知内支撑零件设计没有静态干涉，也没有装配冲突，且可以实施锁紧，因此可以基于模型产生工程图纸。创建工程图纸和编写相关技术文件是一个产品设计的最后阶段。三维设计发展方向为无纸化生产，即三维模型直接经过数控加工软件处理，在数控机床上加工。但目前由于受一定条件限制，我们仍然需要工程图纸指导生产。三维设计软件的二维工程图是按照平行正投影的规则基于三维模型而自动产生的。基于三维模型产生的二维工程图比较准确，各种视图功能比较齐全，如剖视图、轴测图、局部放大视图等都能自动生成，可以通过检索三维模型的设计参数来标注尺寸，包括模型中已经定义好的尺寸公差、形位公差、表面粗糙度等注释都可以方便产生。

AIP 二维工程图是 *.idw 格式文件，可以基于该文件输出 *.dwg 格式文件以被 AutoCAD 所读写。在输出到 AutoCAD 过程中，可以指定 *.dwg 格式文件中模型空间和布局空间图形元素。另外，除了 AIP 工程图、AutoCAD 工程图外，在轮胎装配时还需要参考内支撑、装卡锁紧机构、轮辋、轮胎之间的装配关系，供轮胎装配工人参考。所以基于 RFT 虚拟装配体产生的表达视图文件，也可以产生一个带有零件明细表的二维图纸。限于篇幅，这里不给出内支撑图纸（A2 幅面）。图 8-4 是基于锁块三维模型和 RFT 装配体模型关联产生的二维工程图纸（仅作示意图）。



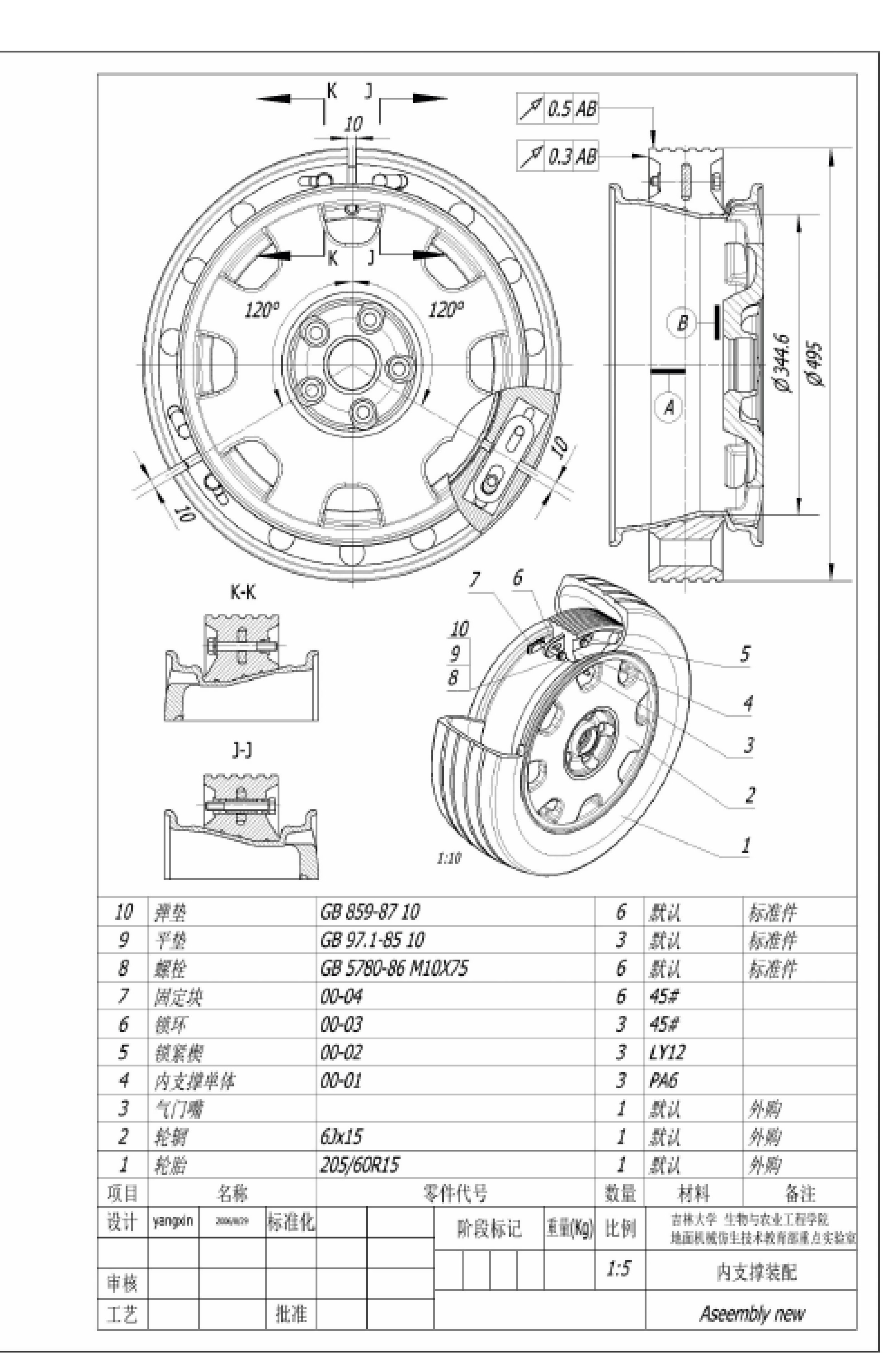


图 8-4　基于三维模型关联产生的二维工程图（示意图）

8.2　内支撑试制与装配

8.2.1　内支撑毛坯与加工

工程塑料材料理想的加工制造方法是利用模具注塑成型,然后进行部分机加工。但因为不是批量生产,内支撑模具设计和制造费用较高,所以采用了单件离心浇铸毛坯圆环,然后逐个机加工的制造工艺。根据内支撑三维结构有限元分析结果,内支撑材料选用纳米尼龙较为理想,考虑到试验的成本和轮胎试验载荷工况,使用普通尼龙能够满足试验台的低速性能试验要求,因此试验用内支撑材料选用的是铸型尼龙 PA6 材料。

图 8-5 所示为铸型尼龙专业生产厂家河北省新河县华兴尼龙铸件厂采用离心浇铸法提供的内支撑毛坯圆环。毛坯圆环的尺寸参数均大于内支撑最大外部轮廓参数,保留了足够的机床装卡位置和加工余量。

内支撑在吉林大学内燃机研究所机械厂进行加工,加工设备是 CD6250A 卧式车床,内支撑体上的槽、孔等结构使用了立式铣床和钻床等。图 8-6 所示为内支撑车削加工外形和环槽结构时的照片。



图 8-5　离心浇铸内支撑毛坯照片

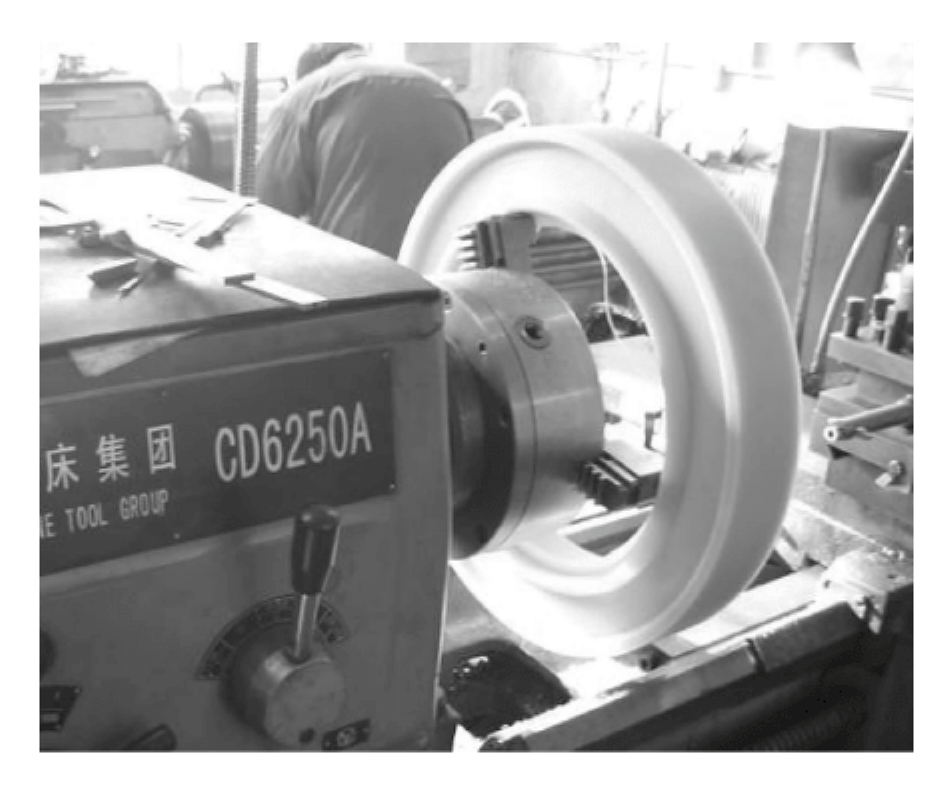


图 8-6　内支撑车床加工照片

8.2.2　连接零件的加工

内支撑的装卡连接件都是重要的关键零件,为了保证加工精度要求,全部采用了数控加工。图 8-7(a)所示为在吉林大学地面机械仿生技术教育部重点实验室的 V30 立式数控加工中心加工锁块时的照片。图 8-7(b)为部分连接零件照片,其中螺栓和垫片为外购标准件。

8.2.3　内支撑装配试验

内支撑装配试验分为锁紧预装配和正式装配。其中锁紧预装配是把内支撑装配到轮辋槽中,检验装卡锁紧装置的锁紧能力,安装时不装轮胎。正式装配则需要装配轮胎,并将内支撑安装到轮辋槽中,达到锁紧预装配时的安装紧固程度。锁紧预装配的目的包括:

(1) 检验锁环装入锁环槽、螺栓装入螺栓销孔和携带锁块插入锁块孔是否顺利;


(a) 连接零件数控加工照片

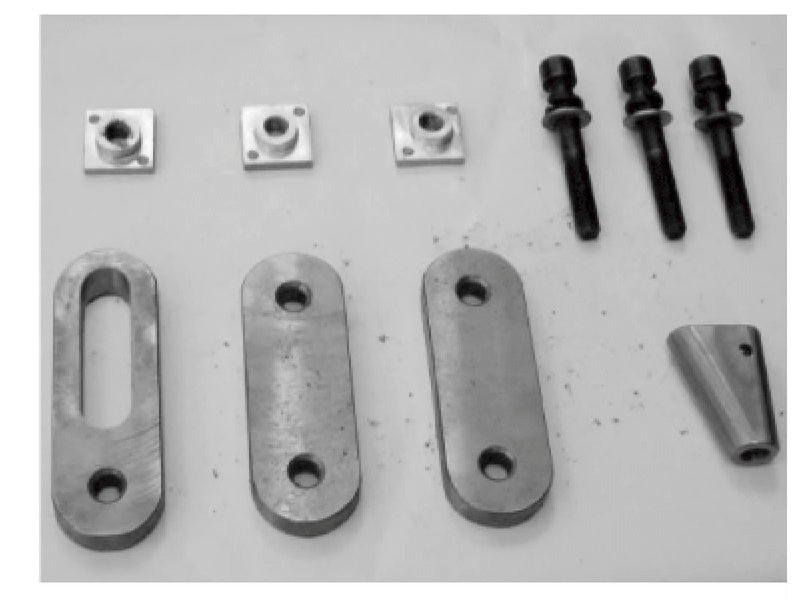

(b) 连接零件实物照片

图 8-7 连接零件数控加工及部分零件

(2) 检验装入螺栓后锁环的摆动旋转状况是否灵活；

(3) 检验内支撑与轮辋槽的配合性，锁环能否对正，是否有足够的旋转余量；

(4) 检验是否能够施加足够预紧力。

预装配试验在吉林大学地面机械仿生技术教育部重点实验室进行。由于不需要装轮胎，内支撑装配时全部暴露在外边，使用一般的工具即可完成，图 8-8(a)所示为锁环、螺栓装入相应孔槽内，并将锁环摆动，结果表明内支撑各个孔槽设计合理，锁环摆动稍有不畅，在槽的边缘部位活动不灵活。这是因为尼龙材料在机床加工过程中因为生热有所膨胀，加工成型后温度降低，锁环槽开口尺寸略有收缩。为了在轮胎内部顺利实施装配对正，对锁环槽边缘及开口进行了修整。


(a) 锁环和螺栓装配检验


(b) 预装配锁紧检验

图 8-8 内支撑预装配试验照片

图 8-8(b)所示为安装到轮辋槽中的内支撑。装配好的内支撑比较牢固，且施加了足够的预紧力，能够顺利进行锁紧。锁块外端面与内支撑侧面相比突出约 5mm，与设计时的装配尺寸要求基本一致。

正式装配需要安装轮胎，而轮胎安装需要专业装胎机，因此正式装配在吉林大学交通学院汽车修配厂进行，主要装配设备和工具包括：轮胎拆装机、扳手、尼龙绳等。轮胎拆装机是实现将轮胎从轮毂上拆下、安装和充气功能的设备，它主要用于轮胎的修补、更换、安装等，是车辆修理厂和汽车装胎厂必备的设备。图 8-9 所示为内支撑安装试验中所用 L30 型轮胎拆装机的结构简图。该机是一个小型(拆装范围小于 20in)①、立式(还有卧式)、气动(还有电动)、经济型(还有普通型和豪华型)轮胎拆装机。

① 1in＝25.4mm。

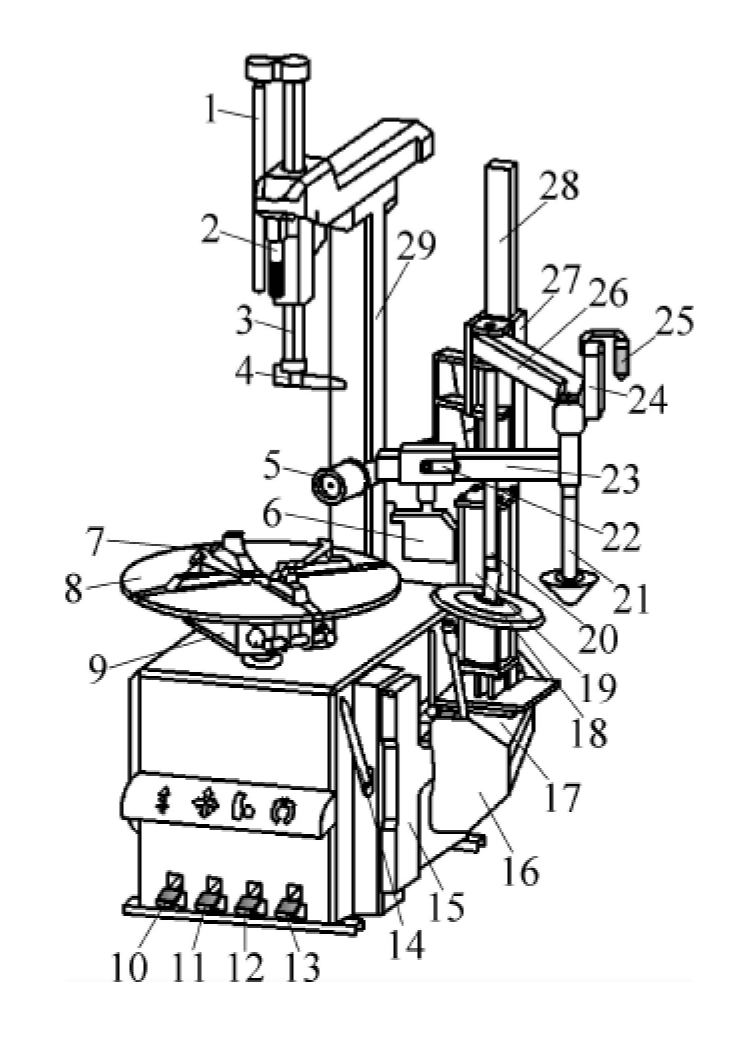


图 8-9　轮胎拆装机结构简图

1—六方杆汽缸；2—锁紧手柄；3—六方杆；4—拆装头；5—压胎轮；6—压块；7—卡爪；8—转盘；9—夹紧汽缸；10—立柱摆动脚踏；11—夹紧汽缸脚踏；12—分离铲脚踏；13—转盘转向脚踏；14—撬杠；15—橡胶垫；16—分离铲；17—分离铲臂；18—托胎盘；19—升降汽缸；20—盘臂；21—定位锥；22—可调位手柄；23—直臂；24—控制盒；25—升降杆；26—弯臂；27—滑套；28—滑柱；29—立柱

正式装配的目的是检验能否按 3.5 节所述内支撑安装工艺进行装配，进而验证内支撑结构设计和尺寸参数选择是否达到设计要求。具体检验内容包括以下几个方面：

(1) 装入轮胎单侧胎圈后，内支撑能否放入轮胎内部；

(2) 放入内支撑后，能否对三体进行顺利连接(剩余一个开口)；

(3) 连接后的内支撑能否正确放入轮辋槽内部，开口是否可以对正并旋入锁环；

(4) 能够顺利将螺栓和锁块插入锁块孔并实施锁紧操作；

(5) 锁紧后能够将轮胎外胎圈顺利装入胎圈座。

对上述步骤按先后顺序逐项实施装配，为了实施对正和锁紧操作，在预装配时将螺栓销和锁环首先装配到位。按 3.6 节所述将单侧胎圈首先移动到轮辋槽，然后将携带锁环的内支撑单体分别放入轮胎内部，如图 8-10(a)的照片所示。将尼龙绳穿入靠近内支撑两端的减重孔实施切向拉紧，内支撑对正轮辋槽，插入锁块实施拧紧操作，内支撑固定在轮辋槽中，松开尼龙绳如图 8-10(b)所示。最后将尼龙绳抽出，安装轮胎外侧胎圈。整个装配过程中内支撑对正和锁紧有一定难度，但能够顺利实现。由于轮辋槽被内支撑环带占据一定空间，虽



(a) 放入三块内支撑



(b) 内支撑锁紧完毕

图 8-10　内支撑正式装配试验照片

然有装胎环槽,胎圈的安装比普通轮胎安装还是会增加一定难度,需要在胎圈和轮缘部位涂一层润滑油,防止胎圈在装入过程中被撑破,影响轮胎的气密性。

8.3 RFT 台架性能试验

8.3.1 试验台简介及试验内容

轮胎六分力与前进速度近似无关,在理论上可视为滚动距离(位移)x 的函数,因此轮胎六分力试验一般在低速下进行。根据轮胎滚动情况的不同,轮胎试验台基本上可以分为两种类型:转鼓式试验台和平板式试验台。

图 8-11 所示为吉林大学汽车动态模拟国家重点试验室的平板式轮胎力学特性试验台基本结构简图,主要由伺服液压系统、轮胎及其安装保持装置、力和力矩测量及采集系统、模拟路面(平台)以及控制台等组成。其中伺服液压系统包括液压机组、驱动、加载和测试共 4 个子系统,由计算机实施在线控制。

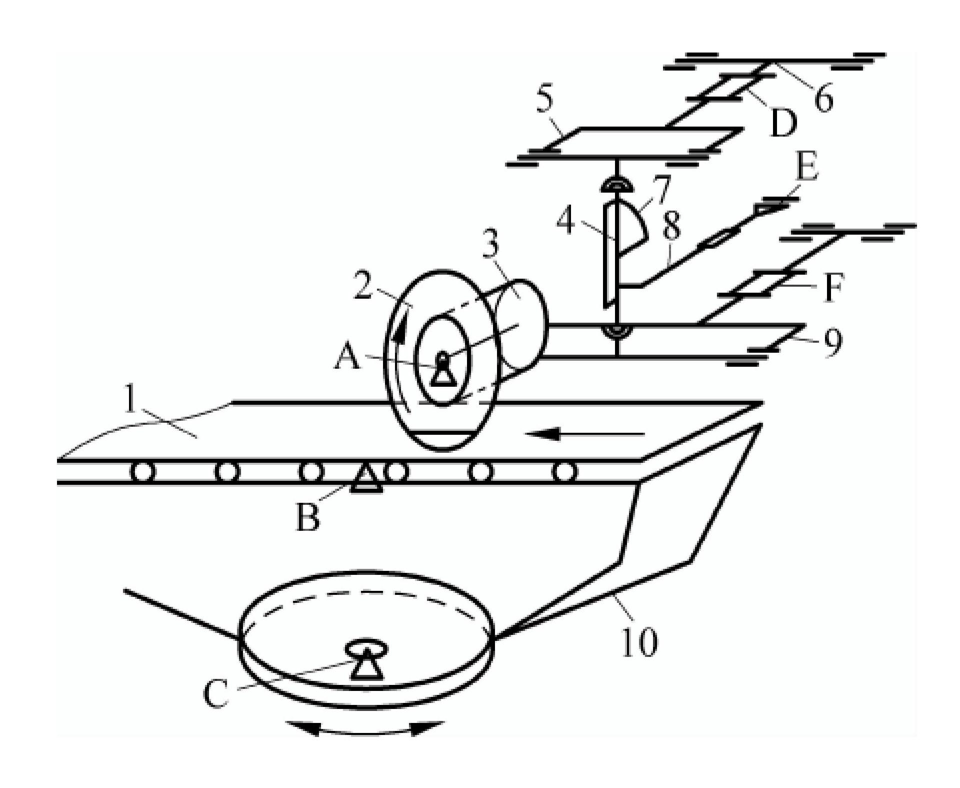


图 8-11 轮胎试验台结构示意图

1—平台;2—轮胎;3—特制轮毂;4—立轴;5—上导向臂;6—基体;7—扇形体;8—横拉杆;9—下导向臂;10—转盘;A、C—角位移传感器;B—位移传感器;D、F—测力环;E—测力棒

轮胎固接在试验台的特制轮毂上,只能绕轮轴转动。平台通过计算机由液压系统来完成平动驱动和侧偏角的转动调节。测力环 4 和 6 的每个环上都贴有两组应变片,分别测量上、下导向臂的水平弯曲力和拉压力。横拉杆拉力测力棒 5 贴有一组应变片,用于测量拉压力。轮胎垂直力通过在立轴上加载得到,路面对轮胎产生的其余 5 个力分别由测力环 4、测力环 6 和测力棒 5 确定。根据力和力矩平衡原理及有关尺寸,即可得到作用在轮胎上除法向力 F_z 以外的纵向力 F_x、侧向力 F_y、倾覆力矩 M_x、滚动阻力矩 M_y 和回正力矩 M_z。平台滑动位移、轮胎转角位移和垂直位移都采用容栅传感器(精度为 0.01mm)测量。其中容栅传感器 1 和 2 分别用来测量轮胎转角和平台位移,容栅传感器 3 可以精确地测量出平台转角(轮胎侧偏角)。

RFT 性能试验全部采用试验台的模拟水泥路面的钢板板面,主要试验内容和目的包括以下几个方面:

(1) 轮胎零压接地印迹,验证建立理论模型时根据轮胎变形与气压的变化规律所预测的零压接地印迹性状是否正确;

（2）轮胎无侧偏角和制动力时零压纯滚动试验，目的是观察轮胎的挤压变形和自然回弹情况，同时为纵滑和侧偏试验做准备；

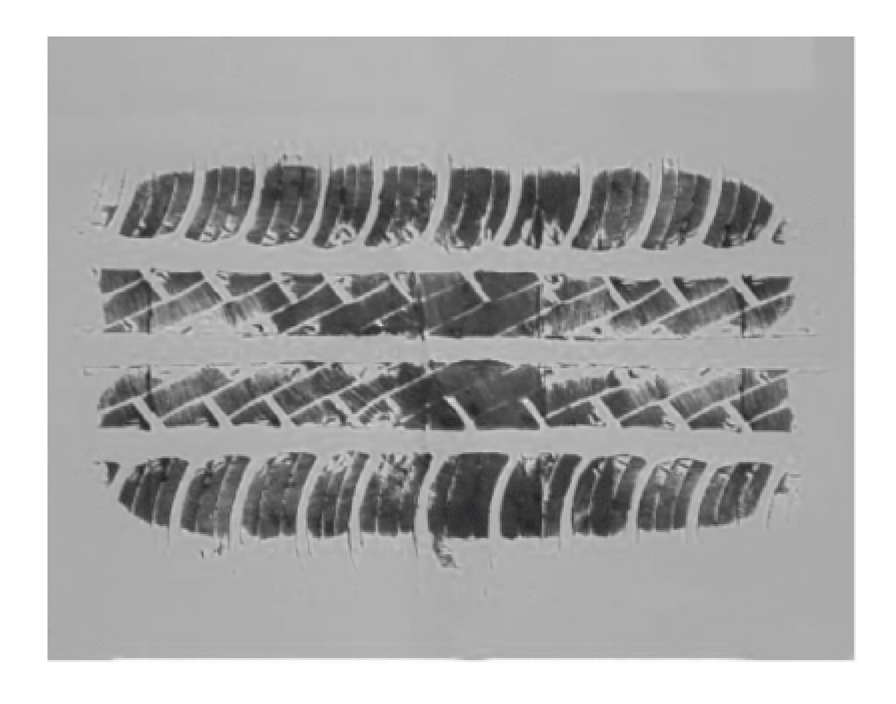
（3）轮胎在标准气压下（250kPa）和零气压下纵滑特性对比，验证所提出的 RFT 零压行走鬃毛刷子模型关于纵向力的论述是否正确或还有哪些不足；

（4）轮胎在标准气压下（250kPa）和零气压下侧偏特性对比，验证所提出的 RFT 零压行走鬃毛刷子模型关于侧向力和回正力矩的论述是否正确或还有哪些不足；

（5）通过上述试验，观察轮胎变形情况，尤其是在侧偏工况和制动工况下轮胎是否具有脱圈的可能，验证内支撑参数选择是否合理。

8.3.2 零压接地印迹和变形

轮胎零压接地印迹的测量方法是：轮胎不充气，在轮胎准备接地的区域涂抹一层均匀的红色印油，在试验台的平台面上铺放一张 A2 幅面图纸，将涂有印油的区域对正图纸，给轮胎加载至轮胎变形不再变化，表明内支撑接触轮胎内表面，此时升起轮胎即可。得到轮胎零压下的接地印迹形状如图 8-12(a)所示。由零压接地印迹可以清楚地看出其形状很接近于矩形，该矩形的长度（$2a$）比图 2-17(a)（同一轮胎）所示轮胎印迹长度明显增大，而宽度（$2b$）几乎没有变化。这说明根据轮胎随气压降低而判断的零压轮胎接地印迹为矩形是正确的，进而也证明了 2.2.3 节的 RFT 零压续跑等效系统模型将轮胎接地区域视为矩形弹垫片的假设是合理的。



(a) 轮胎零压接地印迹(印油)



(b) 轮胎零压负载滚动照片

图 8-12 RFT 零压变形与接地印迹

将没有充气的轮胎加载至额定载荷 3500N 左右，进行无侧偏角和制动力的纯滚动试验。平台为模拟水泥路面的钢板面，经过平台的 5 次循环，滚动中轮胎变形情况如图 8-12(b)所示，轮胎在接地区域被挤压变形，回弹恢复顺利，这说明 RFT 零压续跑等效系统模型中关于轮胎弹簧-阻尼（与轮胎材料匹配）的假设是合理的。轮胎可以进行纵滑特性等试验。

8.3.3 纵滑特性对比试验

车辆经常处于不同程度的制动和驱动工况中行驶，纵滑特性主要是衡量轮胎在制动或驱动中表现出来的性能。首先将轮胎充气至标准气压 250kPa，加载至轮胎中等载荷 3500N（试验中实际载荷为 3551N），进行正常气压下的轮胎纵滑试验，如图 8-13(a)所示。通过调整制动力获得不同滑动率下的纵向力，得到纵向力随滑动率变化的关系曲线如图 8-14(a)所

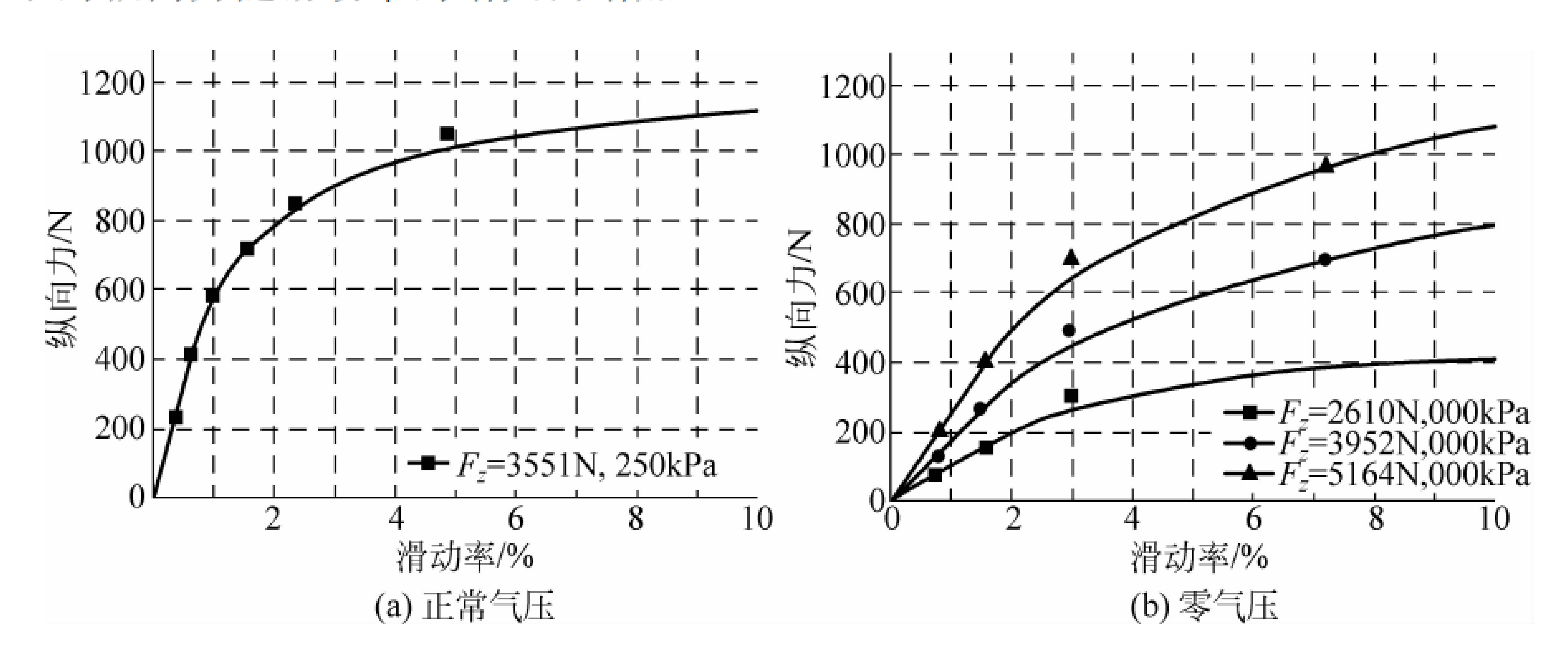
示。曲线反映了轮胎正常充气下的纵滑特性，当滑动率较小时，轮胎纵向力增加较快，曲线斜率较大，随着滑动率的增加，纵向力趋向平缓。


(a) 正常气压


(b) 零气压

图 8-13　RFT 纵滑特性试验照片

将轮胎泄气至零压，逐渐加载至轮胎不再变形（内支撑接触轮胎内表面），如图 8-13(b) 所示，分别加载荷为 2610N、3952N 和 5164N 时，分别调整不同的制动力，得到零压纵向力随滑动率变化的关系曲线如图 8-14(b) 所示。曲线反映了轮胎在零压下的纵滑特性，轮胎零压下的纵向力随滑动率的增大而增加。



(a) 正常气压　(b) 零气压

图 8-14　RFT 纵滑特性试验曲线

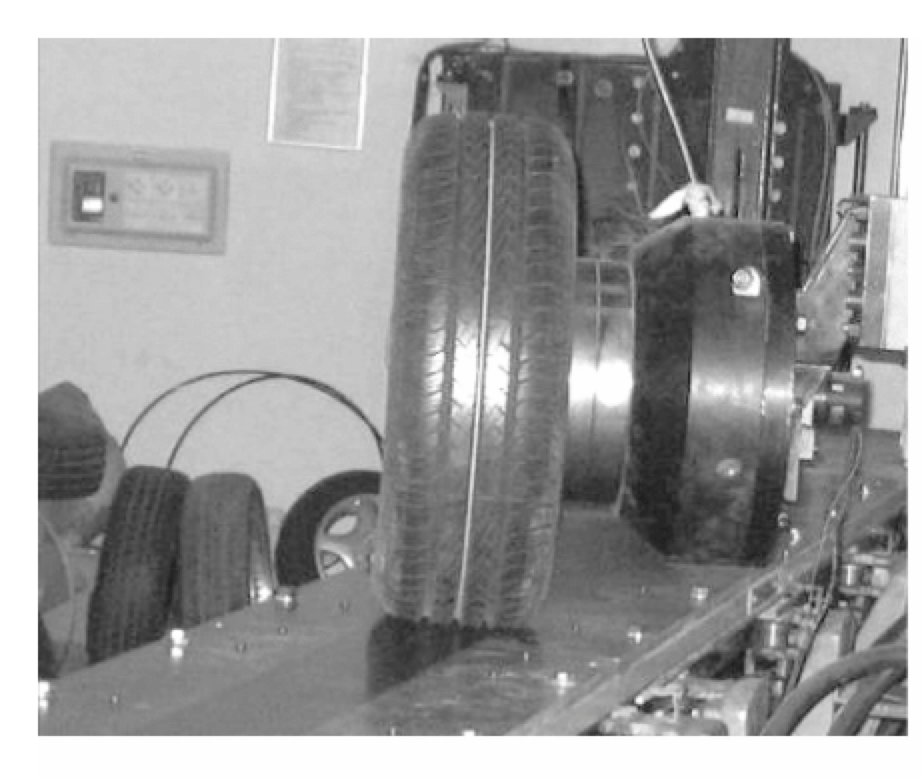
由图 8-14 可以看出，零压下当载荷增加至 5000N 以上(5160N)，各滑动率下的纵向力大小才与正常气压下载荷为 3500N 左右(3551N)时相当。零压下轮胎纵向力特性曲线在较小滑动率时斜率较大。

纵滑特性试验结果证明，2.2 节利用 RFT 零压行走鬃毛刷子模型解释零压纵向力的变化规律是合理的，同时验证了关于纵向力讨论时对鬃毛模型的假设是可取的。

8.3.4　侧偏特性对比试验

将轮胎充气至标准气压 250kPa，加载至轮胎中等载荷 4000N 左右(试验中实际载荷为 4102N)，进行正常气压下轮胎侧偏性能试验。

通过调整平台偏转角度（在±20°内调整）获得不同侧偏角，如图 8-15(a) 所示。得到侧向力随侧偏角变化的关系曲线如图 8-16(a) 所示，回正力矩随侧偏角变化的关系曲线如



(a) 正常气压



(b) 零气压

图 8-15　侧偏特性试验照片

图 8-17(a)所示。曲线反映了轮胎正常充气下的侧偏特性，当侧偏角度较小时(小于 5°)，轮胎侧向力随侧偏角度的增大快速增加。当侧偏角度超过 5°后，侧偏力随着侧偏角的增大而增加的趋势变缓。回正力矩在较小侧偏角(小于 3°)内比较大，随后又减小。

将轮胎泄气至零气压，加载至轮胎中等载荷 4000N 左右(试验中实际载荷为 4234N)，进行零压下轮胎侧偏性能试验。同样调整平台的偏转角度，如图 8-15(b)所示，得到零压下轮胎侧向力随侧偏角变化的关系曲线如图 8-16(b)所示，回正力矩随侧偏角变化的关系曲线如图 8-17(b)所示。曲线反映了轮胎零压下的侧偏特性，轮胎零压侧向力随侧偏角度的增大快速增加，较大侧偏角时增加的趋势变缓。在较小侧偏角(小于 3°)时回正力矩较小且很不稳定，随着侧偏角的增加，回正力矩不断增大。

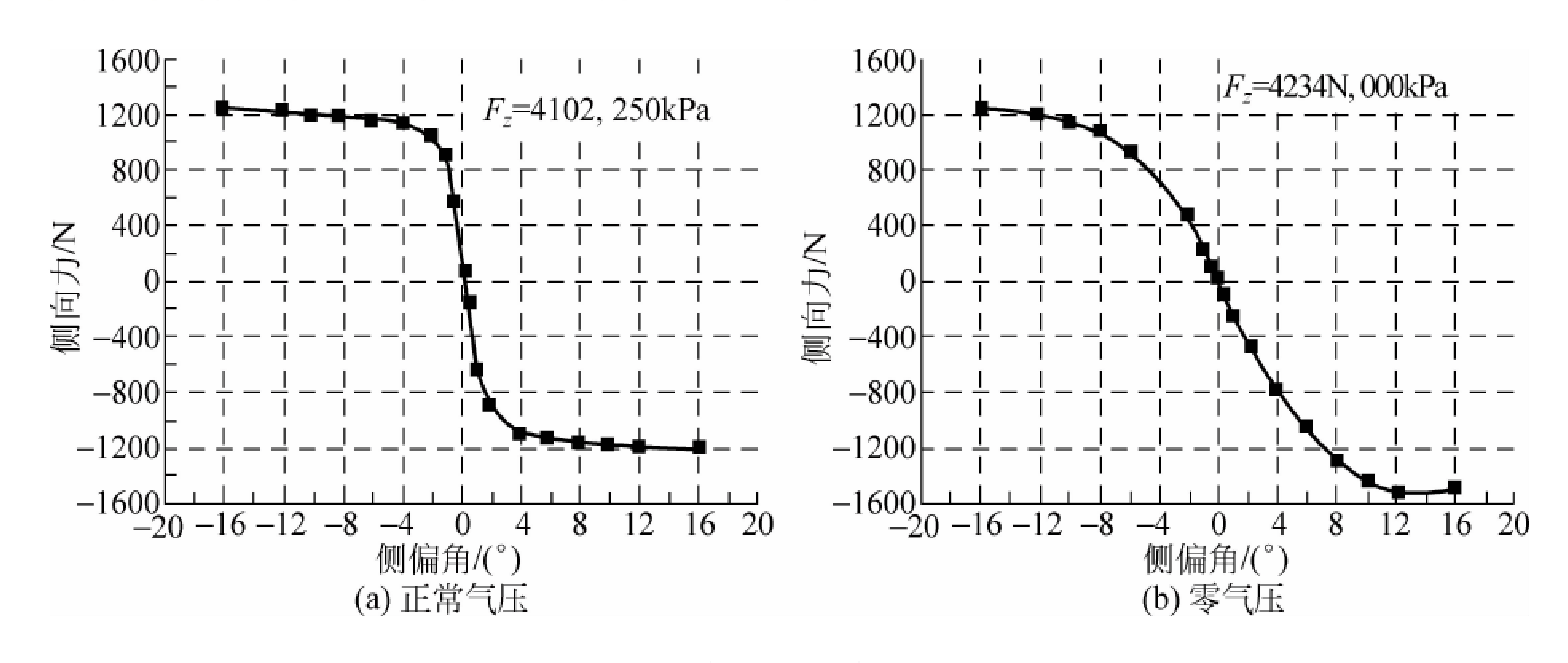


图 8-16　RFT 侧向力与侧偏角度的关系

将图 8-16 和图 8-17 的曲线对比可知，常压下和零压下轮胎在大侧偏角(大于 8°)下的侧向力大小相近，且变化趋势都比较平缓。在较小侧偏角下有所不同，零压下曲线斜率较小。回正力矩曲线大不相同，零压下侧偏角越大，回正力矩越大。侧偏特性试验结果表明，2.2 节利用 RFT 零压行走鬃毛刷子模型解释的关于零压侧偏特性(侧向力和回正力矩)规律是正确的，同时也证明了该鬃毛刷子模型的假设和分析是合理的。

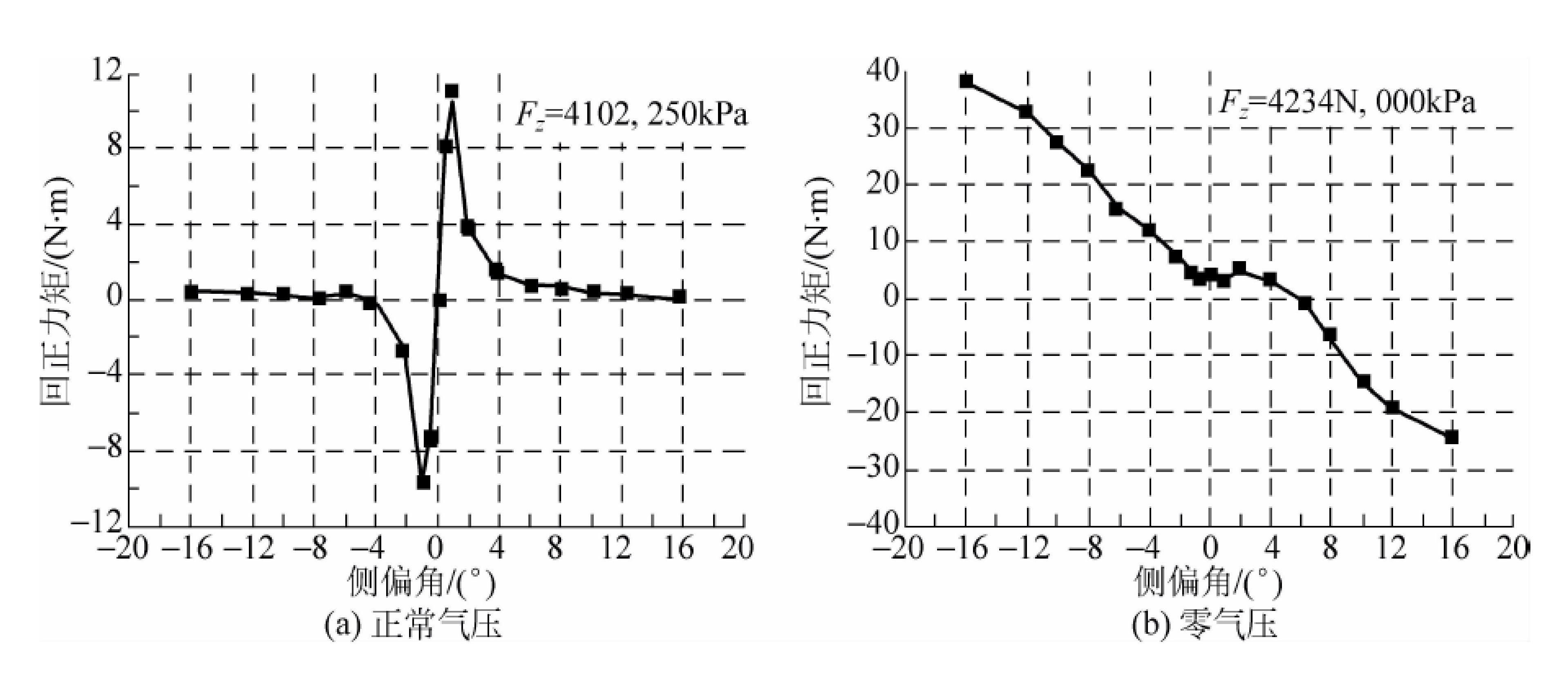


图 8-17 RFT 回正力矩与侧偏角度的关系

8.3.5 极限工况性能试验

在上述 RFT 台架性能试验中，还注意观察了零压侧偏尤其是大侧偏角下轮胎的变形状况。由于侧向摩擦力作用，较松弛的轮胎在滚动中的变形偏向一侧。当平台换向时，轮胎变形又偏向另一侧。即在侧偏工况下零压滚动时，轮胎变形程度出现不对称偏移，侧偏角越大，偏移程度越大。当侧偏角超过 10°后，轮胎变形不对称偏移达到了极限，即胎侧一侧拉紧，如图 8-18(a)所示，但没有发生脱圈现象。验证了 2.3 节关于内支撑在防止轮胎碾胎和脱圈时的分析是正确的，同时验证了第 3 章中关于轮胎侧偏与内支撑几何参数关系的分析是合理的。另外，除了上述内容的试验之外，还进行了重载荷(加载超过 6000N)滚动试验，如图 8-18(b)所示。重载下平台循环 5 次，内支撑没有发生破坏，轮胎也未脱圈，说明此结构内支撑能够承受轮胎的最大负载。



(a) 侧偏角超过10°未脱圈



(b) 加载超过6000N未破坏

图 8-18 大侧偏角和重载下 RFT 的性能

所有试验结果表明，该内支撑结构设计结果能够为爆胎后零压行走的车辆提供足够的支撑能力，并且具有可以接受的操纵稳定性和行驶平顺性，内支撑设计达到基本性能要求。

8.4 RFT 试验与研究方向讨论

本章的轮胎零压接地印迹和纯滚动变形试验结果，验证了 RFT 零压续跑等效系统模型将轮胎接地区域视为矩形弹垫片和轮胎弹簧-阻尼(与轮胎材料匹配)的假设合理。RFT 纵

滑特性对比试验结果,验证了 RFT 零压行走鬃毛刷子模型解释零压纵向力的变化规律是合理的,关于纵向力讨论时对鬃毛模型的假设是可取的。RFT 侧偏特性对比试验结果,验证了利用 RFT 零压行走鬃毛刷子模型解释的关于零压侧偏特性规律正确,证明了该鬃毛刷子模型的假设和分析合理。轮胎在零压滚动中出现不对称偏移,侧偏角越大,偏移程度越大,但没有发生脱圈,验证了关于内支撑防止轮胎碾胎和脱圈的分析正确,内支撑几何参数计算合理。重载荷试验内支撑没有发生破坏,说明此结构内支撑能够承受轮胎的最大负载。

上述试验仅仅是在试验室进行的台架试验,由于时间和条件所限,本工作提出的 RFT 零压续跑等效系统模型和零压行走鬃毛刷子模型,仅仅是为本书内支撑设计提供一个理论的指导。可以基于本书确定的设计方法,针对不同系列的轮胎进行内支撑不同参数的设计和试验研究,获得经验公式来描述内支撑参数与轮胎零压行走能力的关系,进而形成一套适用性更强的关于内支撑参数选择的数学模型和方法理论。

在 RFT 系统动力学方面,可以进行虚拟样机和显式动力学仿真研究。如建立 RFT 功能虚拟样机进行运动学仿真分析;建立悬架-转向子系统,研究轮胎零压对转向等操纵性能的影响;建立整车虚拟样机模拟分析车辆在不同位置的轮胎爆胎后,内支撑对车辆性能的影响;建立轮胎有限元模型和悬架多体动力学模型进行耦合分析、爆胎动力学分析等。在物理产品方面,专门进行提高材料性能和轻量化设计的研究;探讨仿生技术在提高 RFT 零压行走能力方面的可能性;开展安全轮胎整车道路试验研究和松软地面上的性能试验等。这些研究方向是本书预留的后续科研内容,也希望其他研究者介入本领域,共同推动我国安全轮胎技术的发展。

参 考 文 献

[1] Reimpell J, Stoll H, Betzler W. The automotive chassis: engineering principles(second edition) [M]. Butterworth-Heinemann: A division of Reed Educational and Professional Publishing Ltd. 2001.

[2] 庄继德.现代汽车轮胎技术[M].北京:北京理工大学出版社,2002.

[3] [美]Gent A N,Walter J T.轮胎理论与技术[M].危银涛,等译.北京:清华大学出版社,2013.

[4] 俞淇,丁建平,张安强,等.子午线轮胎结构设计与制造技术[M].北京:化学工业出版社,2006.

[5] 佟金,杨欣,张伏,等.零压续跑轮胎技术现状与发展[J].农业机械学报,2007,38(3):182-187.

[6] 杨欣.零压续跑轮内支撑虚拟设计与性能分析[D].长春:吉林大学,2007.

[7] 丁正林,高岩,陈涛,等.交通事故中汽车轮胎爆胎分析[J].交通标准化,2009(12):155-160.

[8] 杨挺洁.高速行驶防爆胎[J].公路与汽运,2004(4):21-22.

[9] 刘雨.高速路行驶爆胎的原因及预防措施[J].汽车运用,2005(5):33-34.

[10] 李超.商品轿车专用运输车辆爆胎问题探索[J].橡胶科技市场,2006(1):32-36.

[11] 李爱民.车辆行驶中爆胎痕迹形成机理的初探[J].刑事技术,2011(6):57-58.

[12] 郭大鹏.爆胎车辆轨迹控制[D].长春:吉林大学,2011.

[13] 黄江,郭孔辉,宋晓琳.爆胎汽车的稳定性控制[J].中国汽车工程,2009,20(16):2006-2010.

[14] 陶峰.爆胎轮胎瞬态特性及对整车运动的影响[D].长春:吉林大学,2012.

[15] 郭孔辉,黄江.爆胎汽车整车运动分析及控制[J].汽车工程,2007,29(12):1041-1045.

[16] 王英麟.基于 Carsim 与 UniTire 的爆胎汽车动力学响应研究[D].长春:吉林大学,2007.

[17] 刘海贞.爆胎汽车动力学建模及其主动控制算法研究[D].长春:吉林大学,2011.

[18] 吴悦.爆胎车辆行驶状态与控制虚拟实验分析[D].南京:南京航空航天大学,2010.

[19] 周景宇,文桂林,庄佳琪.爆胎汽车建模与仿真分析[J].机械科学与技术,2012,31(12):2003-2009.

[20] Suripa U, Chaikittiratana A. Finite Element Stress and Strain Analysis of a Solid Tyre[J]. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, 2008, 31(2): 576-579.

[21] Behroozi M, Olatunbosun O A, Ding W. Finite Element Analysis of Aircraft Tyre-Effect of Model Complexity on Tyre Performance Characteristics[J]. Materials andDesign, 2012,35(3): 810-819.

[22] Fabio O, Malcolm H R, Chuck A P. Modeling Tire Blow-Out in Roadside HardwareSimulations Using LS-DYNA[C]. [C]//Proceedings of IMECE 2003-55057,Washington,D. C: ASME,2003.

[23] Michael M. A run-flat future [R]. SAE 100 Futures Look in Celebration of SAE's Centennial in 2005Detroit, USA,2005.

[24] RoSPA(The Royal Society for the Prevention of Accidents). Road safety information: runflat tyres [R]. Birmingham. UK,2005.

[25] Ernest Z K, Thomas L B. Anatomy of accidents following tire disablements [C]. SAE Technical Paper Series 1999-01-0446, Warrendale,PA: SAE International, USA, 1999.

[26] Kuerten D. Run-flat tires [C]. International Symposium on Reliability and Maintainability Proceedings of the IEEE, Los Angeles, USA, 1988.

[27] French T, Holmes T. How we developed the run flat tyre [J]. Physics in Technology, 1974(5): 160-165.

[28] Walter R, Thomas S. Survey on motor vehicle tyres & related aspects [R]. The European Commission Enterprise Directorate General,Germany, 2003.

[29] 王志成,邓海燕.安全轮胎的发展、现状与前景[J].中国橡胶,2004,20(18):23-27.

[30] 李汉堂.安全轮胎技术的发展[J].中国橡胶,2005,21(23):22-26.

[31] 李汉堂.安全轮胎的开发及其发展前景(一)[J].橡胶科技市场,2005(21):1-4.

[32] 李汉堂.安全轮胎的开发及其发展前景(二)[J].橡胶科技市场,2005(22):1-4.

[33] 邓海燕.安全轮胎与橡胶机械(下)[J].橡胶技术与装备，2005，31(7)：10-16.
[34] 邓海燕.安全轮胎与橡胶机械(上)[J].橡胶技术与装备，2005，31(6)：11-15.
[35] 邓海燕，关泰.安全轮胎的发展历史和未来前景[J].化工科技市场，2005(3)：9-14.
[36] 何锋，周元康.泄气保用轮胎的应用与发展[J].贵州工业大学学报：自然科学版，2005，34(1)：95-98.
[37] 刘卫平，杨霞，郝建生.浅析国产新型防弹安全轮胎[J].汽车运用，2005(2)：26-27.
[38] 刘昌梅.轿车双腔无内胎子午线安全轮胎初探[J].轮胎工业，2003，23(4)：208-210.
[39] 石云夫.多气腔安全轮胎：中国，02272525.3[P]. 2003-07-23.
[40] Viking Seal Industrial. Viking seal reference manual [EB/OL]. http://www.vikingseal.com/default.htm，2006-04-29.
[41] Walter W L. Self-supporting tire performance criteria and testing [C]. SAE Technical Paper Series 980257. Warrendale，PA，SAE International，USA，1998.
[42] Willard. Development of a 60-series self-supporting tire [J]. Tire Science and Technology，1996，24(3)：236-281.
[43] Bridgestone Co. Bridgestone annual report 2004：our growth scenario[R]. Tokyo，Japan，2005.
[44] Davis B. Michelin's run-flat uses new design [J]. Tire Business，1997(3)：1，82.
[45] Ric D R，Richard J F. Drag and steering effects from disablements of run flat tires [C]. SAE Technical Paper Series 2000-01-1316，Warrendale，DA，USA：SAE International，2000.
[46] Continental Aktiengsesllschaft. SSR Important information for drivers [R]. Hanover. Germany，2003，10.
[47] Continental Aktiengsesllschaft. Interim report [R]. Hanover. Germany，2004，3.
[48] Continental TireNorth America PLT Replacement Business Unit Customer Service. Continental tires product service information bulletin PSIB 05-01 [EB/OL]. http://www.rma.org/，2005-11-17.
[49] Pirelli SpA. Six-months interim report [R]. Milan，Italy，2004.
[50] Pirola D. Pirelli launches Eufori@ the first MIRS tyre [J]. Word，2001(29)：5-6.
[51] White L. Pirelli's first MIRS tyre is Mini Cooper's runflat [J]. European Rubber Journal，2001(183)，12：10.
[52] Pirelli Pneumatici SpA. All Pirelli's new developments atGeneva [R]. Pirelli at The 75th International Geneva Motor Show，2005，3.
[53] Zhang S J. Understanding of marathon runflat system：evaluation project with runflat 2000 international [R]. The University of Warwick，UK，2005.
[54] Philpott F，Laske R，Montfort F. Run Flat Tires-Accomplishments of the Goodyear-Michelin Joint Venture [C]. SAE Technical Paper Series 2004-01-1580. Detroit，USA，2004.
[55] Hakanen J. Second-generation TPMS [J]. The Annual Review of Tire Materials and Tire manufacturing technology，Tire Technology International，2004：60-61.
[56] Graham F. The need for standardization of TPMS [J]. Tire Technology International，2003(3)：120-121.
[57] Harm G S，Singer R，Harris S. Tire pressure monitoring systems and the automotive assembly process [C]. SAE Technical Paper Series. 2002-01-1308. Detroit，USA，2002.
[58] Yutaka H. Understanding the tire-to-road interface via an intelligent TPMS [J]. Tire Technology International，2004(9)：62.
[59] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局，中国国家标准化管理委员会.GB/T 26149—2010.基于胎压监测模块的汽车轮胎气压监测系统[S].北京：中国标准出版社，2011.
[60] 徐秀香.中国汽车轮胎气压监测系统(TPMS)标准研究[J].中国标准化，2013(7)：78-83.
[61] 丁勇，刘巍.车辆的爆胎监视与控制系统[J].辽宁工程技术大学学报：自然科学版，2014，33(7)：974-978.

[62] Savaga J. Marathon Runflat systems a comparison with competitive systems [R]. Runflat International Limited, UK, 2002.
[63] Hutchinson Industries Inc. Defense and Security Division. VFI/VFI-Anti-Mines. Performances [M]. Hutchinson Industries Inc. France, 2007.
[64] Rupp A, Heinrietz A, Ehl O, et al. Reliable calculation by tests and inverse FEM for the PAX system wheel design [R]. Test 2003 Conference. USA. Detroit, 2003.
[65] Ofria C. Run flat tires: a look at the Michelin PAX system [EB/OL]. http://www.familycar.com/Car Care/RunFlatTires.htm, 2005-08-25.
[66] Bohanan F. Rolling into the future: new technologies can affect wheel design [EB/OL].. https://www.sema.org/sema-news/, 2005-01.
[67] Andreas E. Innovative systems for runflat and tire pressure warning [EB/OL]. http://www.conti-online.com, 2007-03-05.
[68] Tyron Developments Ltd. Tyron flat tyre protection [EB/OL]. http://www.tyron.com/pages/company, htm, 2007-03-15.
[69] Tyron Developments Ltd. Static run-flat system [EB/OL]. http://www.tyron.com/pages/extended_ runflat.htm, 2007-03-15.
[70] Tyron Developments Ltd. Composite roller system [EB/OL]. http://www.tyron.com/pages/extended_ runflat.htm, 2007-03-15.
[71] Bareket Z, Blower D F, MacAdam C. Blowout resistant tire study for commercial highway vehicles [R]. USA. The University of Michigan Transportation Research Institute, 2000.
[72] Hutchinson industries inc. Hutchinson composite runflat(CRF) fitment guide [M]. Trenton, USA Hutchinson industries inc: 2006.
[73] The Hutchinson Group. Annual report 2004 [R]. Paris, France, 2004.
[74] Hutchinson industries inc. Runflats for strategic vehicles [EB/OL]. http://www.hutchinsoninc.com/, 2012-03-21.
[75] Hutchinson industries inc. Commercial & security products: CRF-the Hutchinson "composite runflat" [EB/OL]. http://www.hutchinsoninc.com/, 2012-03-21.
[76] Hutchinson industries inc. Military tires & runflats: VFI (Variable Function Insert) [EB/OL]. http://www.hutchinsoninc.com/, 2012-03-21.
[77] Hutchinson industries inc. TLMO-A "chambered" rubber runflat [EB/OL]. http://www.Hutchinsoni nc.com/, 2012-03-21.
[78] Hutchinson defense & security division. Hutchinson run flat devices-CRF presentation [EB/OL]. http://www.hutchinson-defense-security.com/, 2012-04-05.
[79] Hutchinson defense & security division. Hutchinson run flat devices-VFI multi piece tubeless wheel with flat base rim[EB/OL]. http://www.hutchinson-defense-security.com/, 2012-04-05.
[80] Hutchinson defense & security division. Hutchinson run flat devices-VP PV multi piece tubeless wheel with flat base rim[EB/OL]. http://www.hutchinson-defense-security.com/, 2012-04-05.
[81] Rodgard Co. Rodgard runflat & polymer solutions [EB/OL]. http://www.rodgard.com/index.html, 2012-02-25.
[82] Rodgard Co. Rodgard Runflats [EB/OL]. http://www.rodgard.com/index.html, 2012-02-25.
[83] Rodgard Co. Fitting instructions for rodgard XLP run flats installed on flat drop center wheels [M]. Rodgard Co. New York, USA, 2006.
[84] Rodgard Co. Fitting instructions: rodgard extra low profile(XLP) runflats [M]. Rodgard Co. New York, USA, 2006.
[85] Rodgard Co. Fitting Instructions: Rodgard standard runflats [M]. Rodgard Co. New York,

USA, 2006.
[86] Rodgard Co. Rodgard pneumatic tire Run-flat systems [M]. USA, Rodgard Co. New York, USA, 2006.
[87] Rodgard Co. Fitting instructions: Rodgard truck series runflats [M]. Rodgard Co. New York, USA, 2006.
[88] Runflat International Ltd. Runflat tyre inserts [M]. London, UK: Runflat International Ltd. ,2005.
[89] Runflat International Ltd. Runflat applications [EB/OL]. http://www. runflatinternational. com/home. htm, 2005-12-02.
[90] John S. International news-reinventing the tire: ALGOR FEA chosen to verify wheel design for Goodyear "run-flat" tires [J]. Materials and Design, 2002,23(6): 591-593.
[91] The Goodyear Tire & Rubber Co. Eagle F1-GS extended mobility tire: owners manual and limited warranty [R]. The Goodyear Tire & Rubber Co. USA, 2001.
[92] International news-reinventing the tire: ALGOR FEA chosen to verify wheel design for Goodyear "run-flat" tires [J]. Materials and Design, 2002,23(6): 597-599.
[93] Campaneli J, Miller J. Goodyear switching to run-flats [N]. Rubber & Plastics News,1997-08-11.
[94] Tires & Accessories. Bridgestone releases its first SAV run-flat [EB/OL]. http://neuereifenzeitung. de/CDML007/en/gast/fs_kurzmeldungen. html, 2007-02-02.
[95] Tires & Accessories. Toyo and Michelin conclude a licensing agreement for PAX [EB/OL]. http://neuereifenzeitung. de/CDML007/en/gast/fs_fokus. html, 2004-05-06.
[96] Steinke R A. Run flat tire with an elastomeric inner support [P]. Canadian Patents Database: CA 2451536 ,2003-08-07.
[97] Christenson C P, Zawisza J D J, Priester R D, et al. Run flat tire support [P]. Canadian Patents Database: CA 2422085, 2002-03-21.
[98] Heuze O, Carpentier E, Michelot E. System allowing an automotive vehicle to run flat [P]. Canadian Patents Database: CA 2350153 ,2002-03-22.
[99] Tabor R L, Jimenez J P, Wilkomm W R, et al. Run flat tire support and colorant therefore [P]. United States Patent: 6779572, 2004-08-24.
[100] Steinke R A. Run flat tire with an elastomeric inner support [P]. United States Patent: 6679306, 2004-01-20.
[101] 谢立. 把 EMT 技术融入 PAX 开发跑气保用胎[J]. 中国橡胶,2000(20): 32-33.
[102] 谢立. 倍耐力公司推出 MIRS 轮胎制造工艺[J]. 中国橡胶, 2000(15): 34-35.
[103] 姚岐轩. 轮胎漏气保用技术是最优先考虑的课题[J]. 现代橡胶技术, 2004, 30(1): 3-6.
[104] 陆平华. 上海天衣研制成功防漏气轮胎[J]. 轮胎工业, 2006(10): 609.
[105] 济南金栋轮胎有限责任公司. 金栋牌耐扎防爆轮胎产品介绍[EB/OL]. http://www. jindonglt. com/jiameng. htm,2006-09-15.
[106] 涂学忠. 固特异在中国大连厂生产跑气保用轮胎[J]. 轮胎工业, 2006(5): 279.
[107] 保尼萨 A C,瑟洛弗 M H,贝克 J J,等. 具有改进胎体的低成本跑气保用轮胎: 中国,98807371. 4 [P]. 2000-08-23.
[108] 泰伯 R L,小希门尼斯 P,维尔科姆 W R,等. 漏气保用轮胎支架: 中国,01815494. 8[P]. 2003-11-12.
[109] 田中正俊. 泄气保用轮胎系统: 中国,2004100783. 2[P]. 2005-04-13.
[110] 唐伏良,张向明,茅及愚,等. 科学计算可视化的研究现状和发展趋势[J]. 计算机应用, 1997, 17(3): 8-10.
[111] Rhyne T M. Going virtual with geographic information and scientific visualization [J]. Computers & Geosciences, 1991, 23(4): 489-491.

[112] Pottmann H, Leopoldseder S, Hofer M, et al. Industrial geometry: recent advances and applications in CAD [J]. Computer-Aided Design, 2005(37): 751-766.
[113] Shih R H. Parametric Modeling with Autodesk Inventor [M]. Oregon Institute of Technology, USA: SDC(Schroff Development Corporation) Publications, 2006.
[114] 杨欣,许述财,王家忠. 机械 CAD/CAM[M]. 北京: 中国质检出版社, 2011.
[115] 杨欣,许述财. 数字样机建模与仿真[M]. 北京: 清华大学出版社, 2014.
[116] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
[117] 李兵,何正嘉,陈雪峰. ANSYS Workbench 设计、仿真与优化[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008.
[118] 张克健. 车辆地面力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 2002.
[119] 杨士敏,傅香茹. 工程机械地面力学与作业理论[M]. 北京: 人民交通出版社, 2010.
[120] [加]黄祖永. 地面车辆原理[M]. 李长祐,陈德兴,刘述学,译. 北京: 机械工业出版社, 1985.
[121] [美]Karafiath L L, Nowatzk E A. 越野车辆工程土力学[M]. 张克健,译. 北京: 机械工业出版社, 1986.
[122] 陈秉聪. 土壤车辆系统力学[M]. 北京: 中国农业机械出版社, 1981.
[123] 曾德超. 机械土壤动力学[M]. 北京: 北京科学技术出版社, 1995.
[124] 庄继德. 汽车轮胎学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1997.
[125] 郭孔辉. 汽车操纵动力学[M]. 长春: 吉林科学技术出版社, 1991.
[126] 陈秉聪. 仿生学对松软地面车辆行走系统的研究启发[J]. 世界科技研究与发展, 1996(3): 132-133.
[127] 陈秉聪. 车辆行走机构形态学及仿生减粘脱土理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001
[128] 杨文志,陈吉清,宁素俭,等. 步行轮式气垫车设计与研制[J]. 农业工程学报, 1997, 28(2): 106-109.
[129] 李石生. 轮胎技术的重大突破——石生仿生轮胎简介[J]. 民航技术, 1996(1): 30-31.
[130] 赵三明. 仿生轮胎将成市场宠儿[N]. 中国工业报, 2005-04-08.
[131] Pacejka H B, Sharp R S. Shear force development by pneumatic tyres in state conditions: A review of modeling aspects [J]. Vehicle System Dynamics, 1991, 20(3-4): 121-176.
[132] Guo K H, Ren L. A unified semi-empirical tire model with higher accuracy and less parameters [C]. Warrendale, PA USA: SAE International, SAE Technical Paper Seres, 1999-01-0785, Detroit, USA, 1999.
[133] Zhang S J. Understanding of marathon runflat system: evaluation project with runflat 2000 international [R]. The University of Warwick, UK, 2005.
[134] Savaga J. Marathon Runflat systems a comparison with competitive systems [R]. Runflat International Limited, UK, 2002.
[135] Yasutake K and Fujimoto K. Influence of tires and their variables on passenger carsteering characteristics[C]. SAE Japan, 1961, 15(4).
[136] Pacejka H B. The wheel shimmy phenomenon [D]. Delft University of Technology, Delft, 1966.
[137] Pacejka H B and Sharp R S. Shear force development by pneumatic tyres in steady state conditions: a review of modeling aspects [J]. Vehicle System Dynamics, 1991, 20: 121-176.
[138] Pacejka H B. Tire and vehicle dynamics [M]. Butterworth-Heinemann, 2002.
[139] Loo M. Model analysis of tire behavior under vertical loading and straight-line free rolling [J]. Tire Science & Technology, 1985, 13(2): 67-90.
[140] Dorfi H R, Wheeler R L, and Keum B B. Vibration Modes of Radial Tires: Application to Non-rolling and Rolling Events [C]. SAE Technical Paper Series. 2005-01-2526. Detroit, USA, 2005.
[141] Dorfi H R. Tire Cleat Impact and Force Transmission: Modeling Based on FTIRE and Correlation to Experimental Data[C]. SAE technical paper series, 2004-01-1575, Detroit, USA, 2004.

[142] 喻凡,林逸.汽车系统动力学[M].北京：机械工业出版社，2005.
[143] 袁忠诚.轮胎稳态模型研究[D].长春：吉林大学，2006.
[144] [德]Willumeit H P. 车辆动力学模拟及其方法[M].孙迎春,审校.北京：北京理工大学出版社，1998.
[145] 朱兴元,王衍林,阎相桥,等.子午胎的固有频率预报[J].复合材料学报，1998(2)：108-112.
[146] 郭孔辉.各向摩擦系数不同条件下轮胎力学特性的统一理论模型[J].中国机械工程，1996，7(4)：90-93.
[147] 郭孔辉,刘青.考虑胎体复杂变形的轮胎非稳态侧偏特性理论模型[J].汽车工程，1997，19(2)：65-71.
[148] Guo K H，Liu Q. Theory，test，and simulation of tire cornering properties in non-state conditions [J]. Progress in Natural Science，1999，9(10)：721-729.
[149] Guo K H，Liu Q. Influences of non-steady state tire cornering properties on automobile shimmy [C]. SAE Technical Paper Series，1999-01-3757，Warrendale,PA,USA：SAE International，1999.
[150] 金陵歌.统一轮胎模型与动力学软件的连接[D].长春：吉林大学，2006.
[151] 郭孔辉,袁忠诚,卢荡,等. UniTire 轮胎稳态模型的速度预测能力[J].吉林大学学报：工学版，2005，35(5)：457-461.
[152] 郭孔辉,袁忠诚,卢荡.轮胎稳态模型的联合工况预测能力研究[J].汽车工程，2006，28(6)：565-568.
[153] 袁忠诚,卢荡,郭孔辉. UniTire 与 Magic Furmula 稳态模型的对比研究[J].汽车技术，2006(2)：7-11.
[154] Palkovics L. El-Gindy M. Neural network representation of tyre characteristics：the neuro-tyre [J] International Journal of Vehicle Design,1993,14：563-591.
[155] Barber A J，Renner T E，You S，et al. Predicting Tire handling performance using neural network models [C]. SAE Technical Paper Series，2004-01-1574，Warrendale，PA，USA：SAE International,2004.
[156] Wheeler R L，Dorfi H R，Keum B B. Vibration Modes of Radial Tires：Measurement，Prediction，and Categorization Under Different Boundary and Operating Conditions [C]. SAE Technical Paper Series，2005-01-2523，Warrendale,PA,USA：SAE International，2005.
[157] 任卫群.车路系统动力学中的虚拟样机[M].北京：电子工业出版社，2005.
[158] 庄继德.计算汽车地面力学[M].北京：机械工业出版社，2001.
[159] 张士齐.轮胎力学与热学[M].北京：化学工业出版社，1988.
[160] 张玉龙,高树理.纳米改性剂[M].北京：国防工业出版社，2004.
[161] Zegelaar P W A. The Dynamic Tyre response to break torque variations and road unevennesses [D]. Delft,Holland：Delft University of Technology，1998.
[162] Hutchinson industries inc. Hutchinson composite runflat (CRF) fitment guide [M]. Trenton，USA：Hutchinson industries inc，2006.
[163] Hutchinson industries inc. Commercial & security products：CRF-the Hutchinson “composite runflat” [EB/OL]. http://www.hutchinsoninc.com/，2013-05-21.
[164] Hutchinson industries inc. Military tires & runflats：VFI (Variable Function Insert) [EB/OL]. http://www.hutchinsoninc.com/，2013-05-21.
[165] Hutchinson industries inc. TLMO-A “chambered” rubber runflat [EB/OL]. http://www.Hutchinsoni nc.com/，2013-09-08.
[166] Runflat International Ltd. Runflat tyre inserts [M]. London，UK：Runflat International Ltd.，2005.
[167] Runflat International Ltd. Runflat applications [EB/OL]. http://www.runflatinternational.com/

home. htm，2005-12-02.

[168] Runflat International Ltd. Runflat tyre inserts-vehicle fitment range [EB/OL]. http://www.runflat international.com/home.htm，2005-12-02.

[169] Runflat International Ltd. Runflat tyre inserts-how the inserts work [EB/OL]. http://www.runflat international.com/home.htm，2005-12-02.

[170] 杨欣，佟金，张伏，等.自适应虚拟设计在 RFT 内支撑设计中的应用[J].吉林大学学报：工学版，2006，36(5)：705-709.

[171] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局，中国国家标准化管理委员会. GB/T 2933—2009/ISO 3911：2004. 充气轮胎用车轮和轮辋的术语、规格代号和标志[S].

[172] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局，中国国家标准化管理委员会. GB/T 3478—2005. 汽车轮辋规格系列[S].

[173] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局，中国国家标准化管理委员会. GB/T 9769—2005. 轮辋轮廓检测[S].

[174] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局，中国国家标准化管理委员会. GB/T 2978—2008. 轿车轮胎规格、尺寸、气压与负荷[S].

[175] Yukio Nakajima，等.最佳轮胎轮廓理论及其应用[J].姚岐轩，摘译.轮胎工业，1998，18(8)：462-467.

[176] Gerald F. A History of Curves and Surfaces in CAGD [EB/OL]. http://www1. elsevier. com/homepage/sac/cagd/history. pdf，2005-11-02.

[177] Dankwort C W，Weidlich R，Guenther B，et al. Blaurock Engineers' CAx education—it's not only CAD[J]. Computer-Aided Design，2004，36：1439-1450.

[178] 王琦，马银平. CAGD 功能在工程设计中的应用[J].航空制造技术，2003，(10)：57-59.

[179] 陈伯雄. Inventor 机械设计解析与实战(专业篇)[M].北京：化学工业出版社，2013.

[180] 杨欣，佟金，张书军，等.零压续跑轮胎内支撑高度求解与设计[C].庆祝吉林大学建校 60 周年暨第二届农业工程博士论坛论文集.长春：吉林大学，2006，9：40-45.

[181] Yang Xin，Liu Junfeng，Tong Jin. Virtual Assembling Associative Design for Ccombined Digging Spade of Potato Harvester[C]. International Agriclutural Engineering Conference (IAEC2005). Bangkok Thailand：Committee of IAEC，2005. 12.

[182] Ma Y S，Tong T. Associative feature modeling for concurrent engineeringintegration [J]. Computers in Industry，2003，51：51-71.

[183] Wikipediu. Digital prototyping [EB/OL]. http://en. wikipedia. org/wiki/Digital_prototyping，2012-03-27.

[184] Aberdeen Group. Complementary Digital and Physical Prototyping Strategies：Avoiding the Product Development Crunch [R]. Boston，USA：Aberdeen Group. 2008(2)：11.

[185] 杨欣，贾晶霞，佟金，等.农业机械典型部件装配关联设计[J].计算机辅助设计与图形学学报，2006，18(1)：156-159.

[186] 杨欣，刘俊峰，冯晓静.小麦精密排种器特征造型及装配关联设计[J].农业工程学报，2004，20(3)：89-92.

[187] 李畅，李建军，温建勇，等.基于 UG 的关联设计技术及其在级进模 CAD 系统中的应用[J].中国机械工程，2002，13(22)：1967-1970.

[188] 刘雪冬.基于自顶向下技术的工程机械 Digital Prototyping 设计方法及应用[D].广州：华南理工大学，2009.

[189] 阎楚良.杨方飞.机械数字化设计新技术[M].北京：机械工业出版社，2007.

[190] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局，中国国家标准化管理委员会. GB/T 26100—2010. 机械产品数字样机通用要求[S].北京：中国标准出版社，2010.

[191] 唐湘民. Autodesk Inventor 有限元分析与运动仿真详解[M]. 北京：机械工业出版社，2009.
[192] Aw K C, Huang W D J, Silva M W R P D. Evaluation of climatic vibration testing on plastic waterproof enclosure for electronic equipment using ANSYS workbench [J]. Materials and Design, 2007, 28(9): 2505-2510.
[193] Liu A D, Xie T X, Yang G S. Comparison of polyamide-6 nanocomposites based on pristine and organic montmorillonite obtained via anionic ring-opening polymerization [J]. Macromolecular Chemistry and Physics, 2006, 207(13): 1174-1181.
[194] Lincoln D M, Vaia R A, Krishnamoorti R. Isothermal crystallization of nylon-6/montmorillonite nanocomposites [J]. Macromolecules, 2004, 37(12): 4554-4561.
[195] ANSYS inc. ANSYS Workbench release 9.0 documentation [M]. Simulation Help, 2006.
[196] 周达飞，吴张永，王婷兰. 汽车用塑料[M]. 北京：化学工业出版社，2003.
[197] 杨涛，杨小燕，林鸿福，等. PA6/蒙脱土纳米复合材料的制备[J]. 化学工业与工程技术，2001, 22(6): 16-17.
[198] 杨欣，佟金，陈东辉，等. 零压续跑轮胎内支撑三维结构有限元分析. 农业机械学会 2006 年会论文集(上册)[C]，镇江：江苏大学，2006: 726-731.
[199] 谢涛，刘静，刘军考. 结构拓扑优化综述[J]. 机械工程师，2006，(8): 22-25.
[200] Rozvany G I N. Some shortcomings in Michell's truss theory [J]. Structural Optimization, 1997, 13(2-3): 203-204.
[201] 朱灯林，陈俊伟，俞洁，等. 结构拓扑优化设计的研究现状及其应用[J]. 机械制造与自动化，2005, 34(6): 7-11.
[202] 陈茹雯，李守成，吴小平. 基于有限元法的拓扑优化技术在某军车车身骨架设计中的应用研究[J]. 汽车工程，2006, 28(4): 390-393.
[203] 催胜民，余群. 汽车轮胎行驶性能与测试[M]. 北京：机械工业出版社，1995.
[204] Wheeler R L, Dorfi H R, Keum B B. Vibration modes of radial tires: measurement, prediction, and categorization under different boundary and operating[C]. SAE Technical Paper Series 2005-01-2523. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2005.
[205] 全书霞. 滚动轮胎的稳态热分析[J]. 汽车工程，1991, 13(1): 43-46.
[206] 王延顼，江飞飞，江南. 采用计算机模拟预测滚动轮胎的温度分布状况[J]. 现代橡胶技术，2005, 31(4): 15-21.
[207] 崔玉福，郑慕侨. 实心橡胶轮胎瞬态温度场影响因素的研究[J]. 华北工学院测试技术学报，2000, 14(2): 93-98.
[208] 宋君萍，刘丽，马连湘. 滚动轮胎稳态温度场的有限元计算[J]. 橡胶工业，2006, 53(3): 161-165.
[209] 郭孔辉，刘蕴博，杨阳. 轮胎试验技术的开发研究及其在汽车性能研究中的应用前景[J]. 汽车工程，1990(1): 1-9.
[210] 张宝军，郭孔辉，刘青，等. 轮胎侧偏特性在时变载荷条件下的试验设计[J]. 农业工程学报，1998(1): 135-137.
[211] 彭旭东，郭孔辉，谢友柏. 干燥路面上轿车轮胎侧偏特性试验[J]. 上海交通大学学报，2006, 40(1): 148-151.
[212] 杨欣，许述财，佟金，等. 内支撑式 RFT 零压行走机理分析[J]. 清华大学学报：自然科学版，2014, 54(7): 871-876.